



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**ANALISIS KEKUATAN DAN *RE-DESIGN BOX*  
*BODY* MOBIL *PICK-UP* MULTIGUNA PEDESAAN  
AKIBAT GAYA ANGIN, INERSIA, DAN  
SENTRIFUGAL**

**MAULIKA GUSTINA JAISYAH  
NRP 02111440000079**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

# **STRENGTH ANALYSIS AND RE-DESIGN OF MULTIPURPOSE PICK-UP CAR BOX BODY DUE TO DRAG FORCE, INERTIA FORCE, AND SENTRIFUGAL FORCE**

**MAULIKA GUSTINA JAISYAH**  
**NRP 02111440000079**

Academic Supervisor  
Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2018

**ANALISIS KEKUATAN DAN *RE-DESIGN BOX BODY*  
MOBIL *PICK-UP* MULTIGUNA PEDESAAN AKIBAT  
GAYA ANGIN, INERSIA, DAN SENTRIFUGAL**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**MAULIKA GUSTINA JAISYAH**

NRP. 02111440000079

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. ..... (Pembimbing)  
NIP. 196807061999031004
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD ..... (Penguji I)  
NIP. 195106051978031002
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. ..... (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
4. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E. ..... (Penguji III)  
NIP. 196511031990021001

**SURABAYA**

**JULI, 2018**

## **Analisis Kekuatan dan *Re-design Box Body* Mobil *Pick-Up* Multiguna Pedesaan akibat Gaya Angin, Inersia, dan Sentrifugal.**

**Nama** : Maulika Gustina Jaisyah  
**NRP** : 02111440000079  
**Departemen** : Teknik Mesin  
**Pembimbing** : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

### **Abstrak**

*Mobil pick-up multiguna pedesaan adalah salah satu terobosan baru yang dikembangkan oleh Departemen Teknik Mesin ITS yang bekerjasama dengan beberapa mitra kerja. Box mobil merupakan salah satu bagian penting dari mobil tersebut dimana dapat digunakan untuk dua fungsi, yaitu media niaga dan angkut penumpang. Perancangan box mobil saat ini telah mencapai desain prototype kedua dengan perubahan material dari desain prototype pertama. Analisis struktur pada rasio kekuatan box terhadap massa perlu diketahui agar mendapatkan perbandingan kekuatan kedua desain. Selain itu, hasil analisis tersebut juga dapat digunakan sebagai sumber referensi untuk melakukan re-design pada perancangan box selanjutnya.*

*Analisis struktur pada box mobil menggunakan metode elemen hingga dengan fokus meninjau aspek deformasi maksimum dan tegangan von misses (tegangan ekuivalen). Penelitian ini menggunakan software ANSYS Workbench 18.0. Box mobil ini dimodelkan dalam tiga part yang kemudian dilakukan assembly. Part tersebut terdiri dari yaitu lapisan dalam, kerangka dan lapisan luar. Kedua desain prototype box dimodelkan sama, perbedaannya hanya ditunjukkan pada material properties. Simulasi static structural dilakukan pada model box mobil dengan empat variasi kasus pembebanan dinamis, yaitu saat mobil melaju dengan kecepatan konstan, mengalami percepatan dari kondisi diam, mengalami perlambatan akibat pengereman, dan saat mengalami belok*

*Hasil simulasi berupa tegangan von mises dan deformasi maksimum.*

*Berdasarkan analisis yang telah dilakukan didapatkan hasil bahwa tegangan von mises paling besar terjadi saat kondisi box kedua dengan muatan penuh saat mengalami belok, yaitu sebesar 348,69 Mpa. Hal ini juga mengakibatkan deformasi paling maksimum terjadi dengan besar 8,357 mm. Nilai safety factor yang didapatkan adalah 0,63. Setelah mengetahui kondisi tegangan maksimum dan deformasi maksimum yang terjadi, dilakukan re-design untuk menurunkan massa namun mampu memiliki kekuatan yang baik agar didapatkan safety factor yang sesuai standar. Re-design yang dilakukan pada bagian kerangka atas dan bagian dalam box dapat menghasilkan tegangan maksimum sebesar 108,01 Mpa dan deformasi maksimum sebesar 1,0892 mm. Dengan membandingkan dengan nilai tegangan yield pada material yang digunakan, maka diperoleh nilai safety factor sebesar 2,04. Nilai ini sesuai standar dalam dunia industri. Sehingga dapat dikatakan bahwa hasil re-design aman dan baik.*

***Kata kunci : Struktur bodi box mobil, tegangan von mises, deformasi maksimum, pembebanan, metode elemen hingga, gaya angin, gaya inersia, dan gaya sentrifugal.***

# **STRENGTH ANALYSIS AND RE-DESIGN OF MULTIPURPOSE PICK-UP CAR BOX BODY DUE TO DRAG FORCE, INERTIA FORCE, AND SENTRIFUGAL FORCE**

**Name : Maulika Gustina Jaisyah**  
**NRP : 02111440000079**  
**Departement : Teknik Mesin**  
**Supervisor : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.**

## **Abstract**

*The rural multipurpose pick-up car is one of the new breakthroughs developed by the Department of Mechanical Engineering ITS in collaboration with several partners. Box car is one of the important parts of the car which can be used for two functions, namely commercial media and passenger transport. The design of the current car box has achieved a second prototype design with material changes from the first prototype design. Structural analysis on the box strength ratio to mass needs to be known to get a comparison of the strengths of both designs. In addition, the results of the analysis can also be used as a reference source for re-design on the next box design.*

*Structural analysis on car boxes uses finite element method with focus on reviewing the maximum deformation aspect and von misses stress (equivalent stress). This research uses ANSYS Workbench 18.0 software. This car box is modeled in three parts which are then assembled. The part consists of the inner layer, the outer frame and the outer layer. Both design prototype boxes are modeled the same, the difference is only shown in material properties. Static structural simulations are performed on car box models with four variations of dynamic loading cases, when the car is driving at a constant speed, accelerating from rest, slowing due to braking, and turning. The*

*simulation results are von misses stress and maximum deformation.*

*Based on the analysis that has been done, the result shows that the von misses voltage is the greatest when the second box condition with full charge when experiencing turn, that is equal to 348,69 Mpa. This also resulted in the most maximum deformation occurring 8.357 mm. The value of safety factor obtained is 0.63. After knowing the maximum stress condition and maximum deformation that happened, done re-design to lower the mass but able to have good strength to get the safety factor according to standard. Re-design done on the upper frame and inside of the box can produce a maximum voltage of 108.01 Mpa and a maximum deformation of 1,0892 mm. By comparing with the yield stress value of the material used, the value of the safety factor is 2.04. This value is in line with industry standards. So it can be said that the re-design results are safe and good.*

***Keywords: Car body box structure, von misses stress, maximum deformation, loading, finite element method, drag force, inertial force, and centrifugal force.***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini, dengan judul “Analisis Kekuatan dan *Re-design Box Body* Mobil *Pick-Up* Multiguna Pedesaan Akibat Gaya Angin, Inersia, dan Sentrifugal”. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar sarjana di Program Sarjana Bidang Desain Otomotif, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam proses penyusunan tugas akhir ini tidak terlepas dari bimbingan, dorongan, kerjasaman, bantuan, dukungan maupun doa dari seluruh pihak. Oleh karena itu penulis ingin menyampaikan terimakasih sedalam-dalamnya kepada :

1. Ibu kandung penulis, Nur Aisah; Ayah penulis , Jamaluddin, kedua adik penulis, M. Miraj Jaisah dan Juang M. Jaisah, yang selalu mendukung dan mendoakan penulis.
2. Bapak Ir. Julendra B.Ariatedja, MT, selaku dosen pembimbing, yang dengan penuh kesabaran dan banyak meluangkan waktu untuk memberikan pentunjuk, arahan dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan penelitian tugas akhir ini.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc.PhD, selaku dosen penguji Seminar dan Sidang Tugas Akhir.
4. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E. dan Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. selaku dosen penguji Sidang Tugas Akhir.
5. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. dan Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. selaku dosen penguji Seminar Tugas Akhir.
6. Bapak Budi Harto, karyawan Laboratorium Desain Otomotif yang sudah banyak membantu dan memberikan informasi terkait mobil pedesaan multiguna bagi penulis.



7. Ardiansyah, sang bumi bagi penulis.
8. Tiara P.A. teman sekamar penulis selama 4 tahun di Surabaya. Berbagi suka duka.
9. Puri, Imel, Diaz, Alik, Linda, Lindam, Aik, Marqi, Qiqi, Betti, Ido, Fandy, Baskoro dan Adzkar teman-teman dekat penulis.
10. Wibi, partner seminar dan sidang penulis. Penyemangat dan sangat sabar menghadapi penulis.
11. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat, Teknik Mesin, ITS. Meski tak sering bersama, tapi kalian telah mewarnai TA dan hidup penulis.
12. Teman-teman MMC dan M57.
13. Segenap Civitas Akademika Teknik Mesin ITS.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI</b>	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	<b>xvi</b>
<b>DAFTAR TABEL</b>	<b>xxiv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Tujuan	3
1.4. Batasan Masalah	4
1.5. Manfaat	5
1.6. Sistematika Penulisa	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	<b>9</b>
2.1 Deskripsi Mobil <i>Pick-up</i> Multiguna Pedesaan ITS	9
2.1.1 Data spesifikasi kendaraan mobil <i>pick-up</i> multiguna pedesaan pertama	10
2.1.2 Data spesifikasi kendaraan mobil <i>pick-up</i> multiguna pedesaan kedua	11
2.2. Penelitian Terdahulu	11
2.3. Dasar Teori	14
2.3.1 Struktur bodi	14
2.3.1.1. Sejarah struktur bodi	14
2.3.1.2. Jenis struktur bodi	15
2.3.2 Gaya aerodinamis	18
2.3.3 Gaya hambat kendaraan	22
2.3.1.1. Gaya hambat <i>rolling</i> (Fr)	22
2.3.3.2. Gaya hambat inersia kendaraan (Fi)	23
2.3.4. Pembebanan statis dan dinamis	23
2.3.5. Pembebanan kendaraan	25
2.3.5.1. Pembebanan vertikal simetris ( <i>bending</i> )	26

2.3.5.2. Pembebanan longitudinal .....	27
2.3.5.3. Pembebanan lateral .....	27
2.3.6. Tegangan .....	28
2.3.7. Teori kegagalan .....	29
2.3.8. Deformasi .....	30
2.3.9. Faktor keamanan ( <i>safety factor</i> ) .....	31
2.3.10. Standar nilai keamanan industri perancangan .....	33
2.3.11. Metode elemen hingga .....	33
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>39</b>
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	39
3.2 Prosedur Penelitian .....	42
3.2.1. Penentuan objek penelitian .....	42
3.2.2. Perhitungan beban .....	42
3.2.2.1. Beban saat kondisi kecepatan konstan .....	43
3.2.2.2. Beban saat kondisi percepatan .....	46
3.2.2.3. Beban saat kondisi pengereman .....	48
3.2.2.4. Beban saat kondisi belok .....	49
3.2.3. <i>Drawing 3D model</i> .....	54
3.2.4. <i>Import file ke ANSYS</i> .....	55
3.2.5. <i>Input data dan materiap properties</i> .....	56
3.2.6. Proses <i>meshing</i> .....	56
3.2.7. Pemberian beban .....	58
3.2.8. Perhitungan kondisi batas .....	59
3.2.9. <i>Solution control</i> .....	60
3.2.10. Simulasi .....	60
3.2.11. Uji konvergensi .....	60
3.2.12. Hasil <i>equivalent stress, deformation, sf</i> .....	61
3.2.13. Verifikasi hasil analisis .....	62
3.2.14. Evaluasi perbandingan box pertama dan kedua .....	62
3.2.15. <i>Re-design box</i> ketiga .....	62
3.3 Hipotesis Hasil Analisis .....	62
3.3.1. Hipotesis untuk mengurangi berat .....	62
3.3.2. Hipotesis untuk tegangan <i>von misses</i> terbesar .....	72
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>67</b>
4.1 Analisis Pembebanan terhadap <i>Box</i> Pertama .....	67

4.1.1	Analisis beban pengereman.....	67
4.1.1.1.	Hasil tegangan <i>von misses</i> pada <i>box</i> pertama.....	68
4.1.1.2.	Hasil deformasi maksimum pada <i>box</i> pertama.....	69
4.1.1.3.	Hasil tes konvergensi pada <i>box</i> pertama.....	71
4.1.1.4.	Nilai <i>safety factor</i> pada <i>box</i> pertama.....	73
4.1.1.5.	Analisis tanpa muatan ada <i>box</i> pertama.....	75
4.1.1.6.	Analisis kualitas <i>meshing</i> .....	79
4.1.2	Analisis beban belok.....	82
4.1.2.1.	Hasil tegangan <i>von misses</i> pada <i>box</i> pertama.....	83
4.1.1.2.	Hasil deformasi maksimum pada <i>box</i> pertama.....	84
4.1.1.3.	Hasil tes konvergensi pada <i>box</i> pertama.....	84
4.1.1.4.	Nilai <i>safety factor</i> pada <i>box</i> pertama.....	87
4.1.1.5.	Analisis tanpa muatan ada <i>box</i> pertama.....	87
4.2	Analisis Pembebanan terhadap <i>Box</i> Kedua.....	90
4.2.1	Analisis beban pengereman.....	91
4.2.1.1.	Hasil tegangan <i>von misses</i> pada <i>box</i> kedua.....	91
4.2.1.2.	Hasil deformasi maksimum pada <i>box</i> kedua.....	92
4.2.1.3.	Hasil tes konvergensi pada <i>box</i> kedua.....	92
4.2.1.4.	Nilai <i>safety factor</i> pada <i>box</i> kedua.....	94
4.2.1.5.	Analisis tanpa muatan ada <i>box</i> kedua.....	95
4.2.2	Analisis beban belok.....	99
4.2.2.1.	Hasil tegangan <i>von misses</i> pada <i>box</i> pertama.....	99
4.2.1.2.	Hasil deformasi maksimum pada <i>box</i> pertama.....	100
4.2.1.3.	Hasil tes konvergensi pada <i>box</i> pertama.....	101
4.2.1.4.	Nilai <i>safety factor</i> pada <i>box</i> pertama.....	103
4.2.1.5.	Analisis tanpa muatan ada <i>box</i> pertama.....	103
4.3	Perbandingan Hasil Analisis <i>Box</i> pertama dan kedua.....	107
4.3.1	Perbandingan hasil analisis tegangan.....	107
4.3.2	Perbandingan hasil analisis deformasi.....	110
4.4	Verifikasi Hasil Simulasi.....	111
4.5	<i>Re-design Box</i> Ketiga.....	116
4.5.1	Model <i>re-design box</i> ketiga.....	117
4.5.1.1.	Model <i>re-design</i> kerangka <i>box</i> .....	117

4.5.1.1. Model <i>re-design</i> bagian dalam <i>box</i> .....	118
4.5.2 Analisis pembebanan belok.....	119
4.5.2.1. Hasil analisis tegangan <i>von misses</i> .....	120
4.5.2.2. Hasil analisis deformasi maksimum.....	120
4.5.2.3. Hasil analisis tes konvergensi.....	121
4.5.2.4. Hasil analisis <i>safety factor</i> .....	123
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	<b>127</b>
5.1 Kesimpulan.....	127
5.2 Saran.....	128
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>129</b>
<b>LAMPIRAN</b> .....	<b>133</b>
<b>BIODATA PENULIS</b> .....	<b>137</b>

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Box body mobil pick-up multiguna pedesaan dengan material mild stell (a) dan material komposit fiber glass (b).....	9
Gambar 2.2	Original chassis (a) dan re-design chassis (b).....	12
Gambar 2.3	Penambahan elemen bagian samping (a), elemen di bawah kursi pengendara (b), dan elemen penyalur gaya dari engine ke drivetrain (c).....	14
Gambar 2.4	Bagian utama dari struktur bodi.....	15
Gambar 2.5	Baja yang telah dilas pada rancangan struktur bodi monocoque.....	16
Gambar 2.6	Contoh struktur semi monoque pada kendaraan mobil.....	17
Gambar 2.7	Gaya Lift, Gaya Side dan Momen Rolling (a), Gaya Drag, Gaya Lift, dan Momen Pitching (b), Gaya Drag, Gaya Side, dan Momen Yawing (c) .....	19
Gambar 2.8	Sudut serang angin.....	20
Gambar 2.9	Koefisien drag untuk beberapa varian bentuk.....	21
Gambar 2.10	Area depan kendaraan sebagai reference area.....	21
Gambar 2.11	Grafik beban statis dan beban dinamik.....	24
Gambar 2.12	Tegangan normal tarik pada silinder (a), tegangan normal tekan pada silinder (b).....	28
Gambar 2.13	Tensor tegangan.....	29
Gambar 2.14	<i>Contoh dari jenis-jenis elemen pada metode elemen hingga</i> .....	34
Gambar 2.15	Jenis solid meshing yang digunakan.....	35
Gambar 2.16	Derajat kebebasan untuk tipe-tipe elemen struktur.....	35
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian.....	41
Gambar 3.2	<i>Free Body Diagram box saat kecepatan konstan</i> .....	45
Gambar 3.3	Free Body Diagram saat mobil dikendarai dengan percepatan konstan.....	46
Gambar 3.4	Free Body Diagram saat mobil dikendarai dengan perlambatan konstan.....	48



Gambar 3.5	Free Body Diagram tampak depan saat mobil berbelok dengan perlambatan konstan.....	50
Gambar 3.6	Kondisi mobil saat belok.....	50
Gambar 3.7	<i>Radius belok pada Urban Street Design Guide oleh National of Association of City Transportation Officials</i> .....	51
Gambar 3.8	Bagian dalam dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di software.....	53
Gambar 3.9	Bagian luar dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di software Solidwork.....	53
Gambar 3.10	Bagian kerangka dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di software Solidwork.....	54
Gambar 3.11	<i>Assembly dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di software Solidwork</i> .....	54
Gambar 3.12	Format konversi dari Solidwork menjadi file STEP.....	56
Gambar 3.13	<i>Tampilan jendela Static Structural Engineering Data pada Software ANSYS Workbench 18.0</i> .....	56
Gambar 3.14	Meshing pada kerangka (a), bagian luar box (b), dan bagian dalam box (c).....	58
Gambar 3.15	Posisi kondisi batas pada bagian bawah box.....	59
Gambar 3.16	Posisi kondisi batas pada Geometry Design Modeller.....	60
Gambar 4. 1	Solution control di ANSYS.....	68
Gambar 4.2	Tegangan von misses pengereman box pertama dengan muatan saat body box utuh (a), tampilan detail dari lokasi tegangan von misses maksimum (b).....	69
Gambar 4.3	Deformasi total pengereman body box pertama secara utuh dengan muatan dengan skala 22 kali (a), tampilan detail dari deformasi maksimum (b).....	70
Gambar 4.4	Potongan bagian kerangka bawah.....	70

Gambar 4.5	Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box pertama mengalami pengereman.....	72
Gambar 4.6	Hasil tegangan von mises hasil refinement tes konvergensi yang terpilih pada part box bagian dalam (a), tampilan detail tegangan von mises maksimum yang terjadi (b).....	73
Gambar 4.7	Hasil deformasi total dengan refinement pada tes konvergensi yang terpilih pada part box bagian dalam (a), tampilan detail deformasi maksimum.....	73
Gambar 4.8	Tegangan von mises pada pengereman box pertama tanpa muatan pada box body secara utuh (a), tampilan detail tegangan von mises secara detail.....	75
Gambar 4.9	Deformasi total pada pengereman box body pertama secara utuh tanpa muatan dengan skala 45 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum.....	76
Gambar 4.10	Penampang potongan bagian box tampak depan.....	76
Gambar 4.11	Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box pertama tanpa muatan mengalami pengereman.....	77
Gambar 4.12	Hasil tegangan von mises dengan refinement pada hasil tes konvergensi terpilih pada part box bagian atap (a), tampilan detail tegangan von mises maksimum yang terjadi (b).....	78
Gambar 4.13	Hasil deformasi maksimum dengan refinement pada hasil tes konvergensi terpilih dengan skala 45 kali pada part box bagian atap (a), tampilan detail deformasi maksimum yang terjadi (b).....	78
Gambar 4.14	Tampilan informasi pada software ASYS mengenai detail meshing hasil tes konvergensi dengan muatan (a) dan hasil refinement mencapai kualitas meshing 56% (b).....	80

Gambar 4.15 Grafik element metrics untuk kondisi kualitas meshing 24% (a) dan kualitas meshing 56% (b)...	81
Gambar 4.16 Tampilan secara modelling pada kondisi kualitas meshing sebesar 24% (a) dan kualitas meshing sebesar 56% (b).....	82
Gambar 4.17 Solution control	83
Gambar 4. 18 Hasil analisis tegangan von mises saat beban belok pada box bodyutuh pertama (a), tampilan detail tegangan von mises (b).....	83
Gambar 4. 19 Deformasi maksimum belok dengan skala 22 kali pada box body utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).....	84
Gambar 4. 20 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box pertama mengalami belok.....	85
Gambar 4. 21 Hasil tegangan von mises dengan refinement pada hasil tes konvergensi terpilih pada box body utuh (a), tampilan detail tegangan von mises (b).....	86
Gambar 4. 22 Hasil deformasi maksimum dengan refinement pada hasil tes konvergensi terpilih.....	86
Gambar 4. 23 Tegangan von mises pada belok box body utuh pertama tanpa muatan (a), tampilan detail tegangan von mises (b).....	88
Gambar 4. 24 Deformasi total pada pengereman box body utuh pertama tanpa muatan dengan skala 45 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).....	88
Gambar 4. 25 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box pertama tanpa muatan mengalami belok.....	89
Gambar 4. 26 Hasil tegangan von mises pada refinement tes konvergen terpilih.....	89
Gambar 4. 27 Hasil deformasi maksimum pada refinement tes konvergen terpilih.....	90
Gambar 4. 28 Solution control di ANSYS.....	91

Gambar 4. 29 Tegangan von misses pengereman box body utuh (a), tampilan detail tegangan von misses (b).	91
Gambar 4. 30 Deformasi maksimum pengereman dengan skala 22 kali pada box body utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).	92
Gambar 4. 31 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von misses dengan jumlah node saat box kedua mengalami pengereman.	93
Gambar 4. 32 Hasil tegangan von misses pada refinement tes konvergen terpilih pada box body utuh (a), tampilan detail tegangan von misses (b).	94
Gambar 4. 33 Hasil deformasi total pada refinement tes konvergen terpilih pada box body utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).	94
Gambar 4. 34 Tegangan von misses pada pengereman box kedua tanpa muatan pada kerangka box (a), tampilan detail tegangan von misses (b).	95
Gambar 4. 35 Deformasi total pada pengereman box kedua tanpa muatan skala 200 kali pada box body utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).	96
Gambar 4. 36 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von misses dengan jumlah node saat box kedua tanpa muatan mengalami pengereman.	97
Gambar 4. 37 Hasil tegangan von misses pada refinement tes konvergensi terpilih.	98
Gambar 4. 38 Hasil tegangan von misses pada refinement tes konvergensi terpilih.	98
Gambar 4. 39 Solution control di ANSYS	99
Gambar 4. 40 Hasil analisis tegangan von misses saat beban belok pada box body utuh kedua (a), tampilan detail tegangan von misses (b).	100
Gambar 4. 41 Deformasi maksimum belok dengan skala 22 kali pada box body utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b)	100

Gambar 4. 42 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box kedua mengalami belok .....	101
Gambar 4. 43 Hasil tegangan von mises pada refinement tes konvergensi terpilih .....	102
Gambar 4. 44 Hasil deformasi maksimum pada refinement tes konvergensi terpilih .....	103
Gambar 4. 45 Tegangan von mises pada belok box body utuh kedua tanpa muatan (a), tampilan detail tegangan von mises (b).....	104
Gambar 4. 46 Deformasi total pada belok box body utuh kedua tanpa muatan dengan 120 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).....	104
Gambar 4. 47 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box kedua tanpa muatan mengalami belok .....	105
Gambar 4. 48 Hasil tegangan von mises pada refinement tes konvergensi terpilih .....	106
Gambar 4. 49 Hasil deformasi maksimum pada refinement tes konvergensi terpilih .....	107
Gambar 4. 50 Grafik perbandingan nilai tegangan von mises box pertama dan kedua .....	108
Gambar 4. 51 Grafik perbandingan nilai deformasi maksimum box pertama dan kedua .....	110
Gambar 4. 52 Free Body Diagram box untuk verifikasi dengan perhitungan manual .....	112
Gambar 4. 53 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai di titik A .....	113
Gambar 4. 54 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai lainnya di titik A .....	114
Gambar 4. 55 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai di titik B .....	114
Gambar 4. 56 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai lainnya di titik B .....	115

Gambar 4. 57 Model re-design kerangka box (a), kerangka bagian atas (b), dan penampang kerangka (c).....	117
Gambar 4. 58 Model re-design bagian dalam box area depan, belakang, kanan dan kiri dengan material fiber glass (a) dan bagian bawah dengan material mild steel (b).....	118
Gambar 4. 59 Assembly hasil re-design box ketiga.....	118
Gambar 4. 60 Mass properties tool dari SOLIDWORK yang menunjukkan massa dari assembly hasil re-design box.....	119
Gambar 4. 61 Hasil tegangan von mises.....	120
Gambar 4. 62 Hasil deformasi maksimum dengan skala 160 kali.....	121
Gambar 4. 63 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan von mises dengan jumlah node saat box ketiga berbelok.....	122
Gambar 4. 64 Hasil tegangan von mises dari tes konvergensi terpilih.....	123
Gambar 4. 65 Hasil deformasi maksimum dari tes konvergensi terpilih.....	123

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Data Spesifikasi Kendaraan Box Pertama .....	10
Tabel 2.2	Data Spesifikasi Kendaraan Box Kedua .....	11
Tabel 2.3	Nilai rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan .....	23
Tabel 2.4	Faktor beban dinamis dan faktor keamanan tambahan pada mobil .....	27
Tabel 2.5	Faktor beban dinamis pada kendaraan saat mengalami percepatan dan perlambatan .....	27
Tabel 2.6	Faktor keamanan berdasarkan jenis pembebanan .....	32
Tabel 2.7	Faktor keamanan yang direkomendasikan .....	32
Tabel 3.1	Data Spesifikasi dari Box Pertama Dan Box Kedua .....	42
Tabel 3.2	Pembebanan Vertikal .....	43
Tabel 3.3	Massa setiap bagian box pertama dan kedua pada 3D Model .....	55
Tabel 3.4	Pemilihan Meshing dan hasil tegangan von mises .....	57
Tabel 4.1	Hasil tes konvergensi pada pengujian pengereman box pertama dengan muatan .....	72
Tabel 4.2	Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada box pertama .....	77
Tabel 4.3	Hasil tes konvergensi pada pengujian belok box pertama dengan muatan .....	85
Tabel 4.4	Hasil tes konvergensi beban belok tanpa muatan pada box pertama .....	88
Tabel 4.5	Hasil tes konvergensi pada pengujian pengereman box kedua dengan muatan .....	92
Tabel 4.6	Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada box kedua .....	96
Tabel 4.7	Hasil tes konvergensi pada pengujian belok box kedua dengan muatan .....	101



Tabel 4.8	Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada box kedua.....	105
Tabel 4.9	Perbandingan hasil analisis tegangan von missses pada kondisi pengereman dan belok untuk box pertama dan kedua.....	108
Tabel 4.10	Perbandingan hasil analisis tegangan von missses pada kondisi pengereman dan belok untuk box pertama dan kedua.....	110
Tabel 4.11	Perbandingan nilai hasil perhitungan manual dengan ANSYS.....	116
Tabel 4.12	Hasil Analisis Tes Konvergensi Box Ketiga Hasil Re-deisgn.....	121

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

Bab ini akan menjelaskan latar belakang penelitian, rumusan masalah, ruang lingkup penelitian, tujuan penelitian, dan manfaat penelitian. Penjelasan lebih lanjut akan dijelaskan pada sub bab di bawah ini.

### **1.1 Latar Belakang**

Semenjak tahun 2011 Departemen Teknik Mesin ITS dipercayai oleh KEMENRISTEK untuk mengembangkan mobil *pick-up* multiguna pedesaan guna membantu masyarakat pedesaan khususnya dalam mengangkut penumpang, mengangkut hasil panen atau barang, kegiatan niaga, dan untuk mesin penggiling padi serta mesin pamarut kelapa. Pada tahun 2013, proses pengembangan pertama *prototype* mobil tersebut dilakukan oleh pihak Departemen Teknik Mesin ITS yang bekerja sama dengan perusahaan PT INKA dan PT Karya Tugas Anda.

Desain *prototype box* yang pertama menggunakan material *mild steel*. Massa total *box body* sebesar 700 kg. Massa tersebut menjadi bahan evaluasi karena mesin yang digunakan pada mobil tidak besar, 650 cc, sehingga untuk menunjukkan performa kerja yang baik dibutuhkan beban *body* yang ringan baik pada *body* mobil maupun *body box*. Hal inilah yang menjadi alasan dilakukan pengembangan desain yang kedua pada tahun 2017 terhadap *prototype box*. Hal ini bertujuan untuk menurunkan massa *box*. Konsep baru yang dikembangkan untuk mengurangi massa *box* adalah dengan cara mengganti material *box*. Konsep ini sesuai dengan pendapat Hayami Nakagawa dkk (2007) yang menyatakan bahwa untuk mengurangi berat *body* mobil dibutuhkan perubahan material.

Desain *box body* yang kedua menggunakan material komposit *fiber glass*. Meski hanya bagian lapisan terluar saja yang diganti menggunakan komposit *fiber glass* sedangkan bagian kerangka tetap sama, yaitu ASTM A36 *Steel* dan bagian

lapisan dalam tetap dengan *mild steel*. Pemilihan material komposit dikarenakan kelebihan-kelebihan yang ada pada sifat material komposit, yaitu kemampuan menahan beban yang berat dan memiliki massa *body* yang ringan (Simonetta, 2008). Berdasarkan hasil rancangan *prototype box* kedua yang dilakukan oleh PT Karya Tugas terjadi perubahan positif dari segi massa *box body* beserta kerangka *box*, yaitu massa total menjadi 415 kg. Penurunan massa yang terjadi cukup besar sekitar 59%.

Kedua rancangan *box body* yang digunakan untuk mobil pedesaan hingga saat ini belum memiliki analisis yang menghasilkan rasio kekuatan terhadap massa *box* tersebut. Sehingga belum dapat dipastikan seberapa besar pengaruh perubahan massa material *box* terhadap kekuatannya terutama pada kondisi pembebanan dinamis.

Oleh karena itu, diperlukan adanya analisis pengaruh rasio kekuatan terhadap massa *box* yang lama dan baru untuk didapatkan perbandingan sifat kekuatan antara kedua desain. Analisis yang akan dilakukan berdasarkan pembebanan dinamis dengan pendekatan statis pada simulasi. Permodelan sistem menggunakan *software* berbasis metode elemen hingga (*finite element method*) dengan beberapa metode pembebanan yang mewakili kondisi nyata beban pada kendaraan saat kondisi kecepatan konstan, mengalami percepatan, perlambatan dan berbelok. Hal ini guna menjadi bahan pertimbangan dalam pengembangan *prototype box* yang selanjutnya agar menjadi lebih optimum, baik dari segi massa maupun kekuatan.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka diperoleh rumusan masalah yang ingin diselesaikan dalam penelitian tugas akhir ini, yaitu sebagai berikut :

1. Bagaimana perbandingan nilai tegangan *von misses* dan besar deformasi maksimum pada desain *prototype box body* mobil *pick-up* multiguna pedesaan pertama

dan kedua dengan variabel bebas berupa massa saat mobil mengalami kondisi :

- a) Kecepatan konstan kedua *box* sebesar 60 km/h?
  - b) Percepatan *box* pertama sebesar 0,0545 m/s<sup>2</sup> dan percepatan *box* kedua 0,061 m/s<sup>2</sup>?
  - c) Perlambatan kedua *box* sebesar 1,925 m/s<sup>2</sup> hingga berhenti?
  - d) Kedua *box* berbelok dengan radius belok 14,33 meter pada kecepatan belok 24,14 km/h?
2. Bagaimana model *re-design box* pada mobil *pick-up* multiguna pedesaan agar lebih massanya lebih ringan dengan kekuatan lebih baik dari pada *prototype* pertama dan kedua?

### 1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah di atas, maka diperoleh tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian tugas akhir ini, yaitu sebagai berikut :

1. Membandingkan nilai tegangan *von misses* dan besar deformasi maksimum pada desain *prototype box body* mobil *pick-up* multiguna pedesaan pertama dan kedua dengan variabel bebas berupa massa saat mobil mengalami kondisi :
  - a) Kecepatan konstan kedua *box* sebesar 60 km/h.
  - b) Percepatan *box* pertama sebesar 0,0545 m/s<sup>2</sup> dan percepatan *box* kedua 0,061 m/s<sup>2</sup>.
  - c) Perlambatan kedua *box* sebesar 1,925 m/s<sup>2</sup> hingga berhenti.
  - d) Kedua *box* berbelok dengan radius belok 14,33 meter pada kecepatan belok 24,14 km/h.
2. Merancang model *re-design box* pada mobil *pick-up* multiguna pedesaan agar lebih massanya lebih ringan

dengan kekuatan lebih baik dari pada *prototype* pertama dan kedua.

#### 1.4 Batasan Masalah

Berdasarkan tujuan di atas adapun batasan masalah yang kehendaki dalam penelitian tugas akhir ini, yaitu sebagai berikut :

1. Beban pada *box body* menggunakan beban terdistribusi merata.
2. Massa total *box prototype* pertama adalah 700 kg dan kedua 415 kg.
3. Dimensi model *box prototype* pertama dan kedua sama.
4. Beban maksimum muatan penuh yang dapat dimasukkan ke dalam *box* adalah 2000 kg.
5. *Box* mendapatkan besar gaya maksimum dari setiap beban yang terjadi.
6. Analisis dilakukan hanya pada *box* untuk kegiatan niaga.
7. Sambungan las (*welding*) dianggap sempurna, sehingga keseluruhan bentuk rangka merupakan satu kesatuan (*rigid*).
8. *Drag force* dianggap *uniform* untuk setiap titik dan dianggap mengenai permukaan bagian depan *box*.
9. *Yawing moment*, *pitching moment*, *rolling moment*, *side force*, dan *lift force uniform* diabaikan.
10. Sistem pengait *box* dengan *clamping* dianggap sebagai *fixed support*.
11. Analisis simulasi dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS Workbench 18.0* berbasis metode elemen hingga.
12. Permodelan dan simulasi hanya dilakukan pada bagian *box* saja.
13. Sudut *side slip* pada kondisi belok diabaikan.
14. Analisis simulasi dilakukan dengan asumsi mobil dikendarai dengan menerima kecepatan angin rata-rata di Indonesia, yaitu sebesar 5,5 m/s.

15. Permodelan analisis hanya dilakukan untuk kondisi mobil bergerak dengan mengalami :

- a) Kecepatan konstan = 60 km/h = 16,67 m/s
- b) Percepatan :
  - *Box* pertama = 0,0545 m/s<sup>2</sup>
  - *Box* kedua = 0,061 m/s<sup>2</sup>
- c) Perlambatan = 1,925 m/s<sup>2</sup>
- d) Belok kecepatan konstan :
  - Radius belok = 14,33 meter
  - Kecepatan = 24,14 km/h = 6,7 m/s

## 1.5 Manfaat

Adapun manfaat yang diharapkan dapat diperoleh dari penelitian ini, yaitu sebagai berikut :

1. Menjadi bahan pertimbangan untuk pengembangan desain *prototype box* untuk mobil *pick-up* multiguna pedesaan generasi selanjutnya.
2. Memberikan referensi karakteristik kekuatan *box body* dengan material komposit *fiber glass* sebagai pembuktian keunggulan dari segi kekuatan.

## 1.6 Sistematika Penulisan

Pada penyusunan penelitian tugas akhir kali ini, memiliki sistematika penulisan sebagai berikut ini :

### Bab I Pendahuluan

Bab ini menjelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

### Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini menjelaskan mengenai teori, temuan, referensi, dan bahan penelitian lain yang digunakan dalam penyusunan penelitian tugas akhir kali ini.

### Bab III Metodologi



Bab ini menjelaskan mengenai prosedur dalam menjalankan pengujian, pengambilan data serta menjelaskan bagaimana prosedur analisis data tersebut.

#### Bab IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini menjelaskan mengenai hasil perhitungan, hasil simulasi dan pembahasan mengenai penelitian yang dilakukan.

#### Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini menjelaskan mengenai kesimpulan dari pembahasan hasil penelitian yang dilakukan serta berisi saran untuk penelitian selanjutnya.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini akan menjelaskan literatur yang digunakan pada penelitian ini. Materi yang akan dibahas adalah deskripsi mobil pick-up multiguna pedesaan its, struktur bodi, gaya aerodinamis, gaya hambat kendaraan, pembebanan kendaraan, tegangan, teori kegagalan, defleksi, faktor keamanan, metode elemen hingga.

### 2.1 Deskripsi Mobil Pick-Up Multiguna Pedesaan ITS

Mobil *pick-up* multiguna pedesaan merupakan mobil yang dikembangkan oleh Departemen Teknik Mesin yang bekerjasama dengan beberapa industri atas amanah dari KEMENRISTEK. Mobil ini dirancang khusus sebagai mobil nasional guna membantu masyarakat pedesaan. Mobil ini memiliki empat fungsi yang berbeda-beda sehingga disebut mobil multiguna. Fungsinya adalah untuk mengangkut penumpang, mengangkut hasil panen atau barang, kegiatan niaga, dan untuk mesin penggiling padi serta mesin pamarut kelapa. Pada tahun 2013, proses pengembangan pertama *prototype* mobil tersebut dilakukan oleh pihak Departemen Teknik Mesin ITS yang bekerja sama dengan perusahaan PT INKA dan PT Karya Tugas Anda (Ahmad, 2014).



(a)



(b)

Gambar 2. 1 *Box body* mobil pick-up multiguna pedesaan dengan material *mild stell* (a), dan material komposit *fiber glass* (b).

(sumber : Tim Mobil Pedesaan)

Rancangan *prototype* mobil *pick-up* multiguna pedesaan yang pertama dirasa masih memiliki kekurangan dari berbagai sisi terutama mengenai material pada *box body* yang digunakan seperti tampak pada gambar 2.1.(a). Pada tahun 2017 dilakukan perancangan kembali terhadap *box body* dengan mengganti materialnya dari *mild steel* menjadi komposit *fiber glass* seperti pada gambar 2.1.(b). Penggantian material ini hanya dilakukan pada bagian sisi samping, depan, belakang dan atas *box* saja. Bagian bawah dan area jendela masih menggunakan *mild steel*.

### 2.1.1. Data spesifikasi kendaraan mobil *pick-up* multiguna pedesaan pertama

Berikut ini merupakan data spesifikasi kendaraan mobil *pick-up* multiguna pedesaan pada rancangan pertama :

Tabel 2. 1 Data Spesifikasi Kendaraan *Box* Pertama (*sumber* : Tim Mobil Pedesaan)

<i>Parts</i>	<b>Uraian</b>
Mesin	2 silinder segaris, 650 cc dengan tenaga maksimum 20 KW
Kapasitas penumpang	2 orang (dalam kabin depan)
Konstruksi <i>body</i>	<i>Mild Steel</i>
Transmisi	Manual, 4 percepatan, penggerak roda belakang
Suspensi	<i>Multi link</i> (depan), <i>Spring leaf</i> (belakang)
Sistem Rem	<i>Disk Brake</i> (depan), <i>Drum brake</i> (belakang)
Dimensi	Panjang = 4200 mm
	Lebar = 1500 mm

	Tinggi = 1940 mm
	Sumbu roda = 2435 mm

### 2.1.2. Data spesifikasi kendaraan mobil *pick-up* multiguna pedesaan kedua

Berikut ini merupakan data spesifikasi kendaraan mobil *pick-up* multiguna pedesaan pada rancangan kedua :

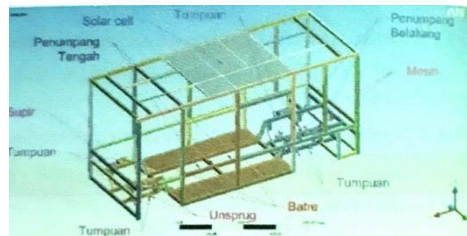
Tabel 2. 2 Data Spesifikasi Kendaraan *Box* Kedua (*sumber* : Tim Mobil Pedesaan)

<b><i>Parts</i></b>	<b><i>Uraian</i></b>
Mesin	Silinder segaris ( <i>in line</i> ), volume silinder 650 cc
Kapasitas penumpang	2 orang (dalam kabin depan)
Konstruksi <i>body</i>	<i>Mild Steel (inner)</i> , kerangka ASTM A36 Steel, komposit <i>fiber glass (outer)</i>
Struktur Bodi	<i>Ladder frame</i>
Suspensi	Teleskopik (depan), <i>Solid axle</i> (belakang)
Sistem Rem	<i>Disk Brake</i> (depan), <i>Tromol</i> (belakang)
Dimensi (total)	Panjang = 4000 mm
	Lebar = 1600 mm
	Tinggi = 1750 mm
	Sumbu roda = 2380 mm

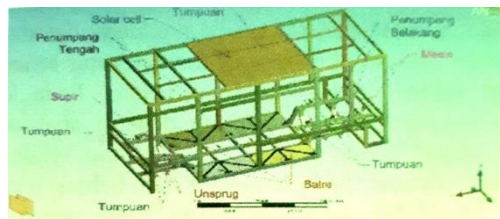
### 2.2 Penelitian Terdahulu

Berbagai penelitian terdahulu mengenai analisis kekuatan suatu struktur *body* pada beberapa jenis kendaraan telah dilakukan oleh beberapa orang, antara lain oleh Yolas Aditya Yudha Wiratama. Dalam tugas akhirnya tentang analisis kekuatan *chassis* bus listrik menggunakan simulasi berbasis metode elemen

hingga berisikan nilai tegangan *von misses*, deformasi, dan *safety factor* pada *chassis* bus listrik yang dikondisikan dalam lima jenis pembebanan. Pembebanan yang dilakukan adalah beban vertikal, beban torsional, beban akibat percepatan, beban akibat pengereman, dan beban akibat belok. Pembebanan dilakukan pada desain original *chassis* bus dan didapatkan hasil analisis dengan *safety factor* pada beberapa pembebanan. Pada pembebanan vertikal didapatkan 2,25. Sedangkan saat kondisi beban lainnya kurang dari 2, yaitu pada pembebanan akselerasi sebesar 1,48. Pada pembebanan pengereman sebesar 1,43. Pada pembebanan belok sebesar 1,37. Nilai tersebut kurang dari *safety factor* yang aman, sehingga dilakukan *redesign* dan perhitungan kembali pembebanan dengan cara yang sama.



(a)



(b)

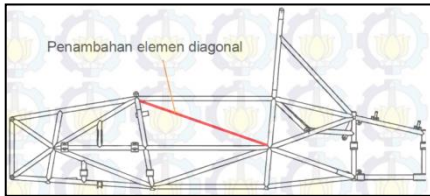
Gambar 2. 2 *Original chassis* (a) dan *re-design chassis* (b)  
(Wiratama, 2015)

Dalam *redesign* dilakukan penambahan elemen bentuk segitiga dimana bentuk segitiga diharapkan menjadi hal dominan

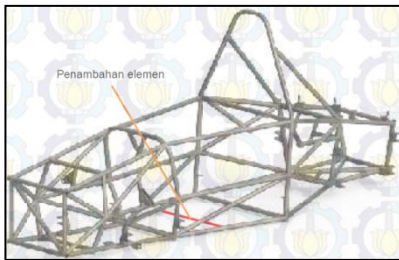
untuk mempengaruhi hasil perubahan terhadap *chassis* sebelumnya. Hal ini dikarenakan bentuk segitiga adalah bentuk yang paling kokoh dari bentuk lainnya. Pada bentuk segitiga, perubahan tempat akibat adanya gaya luar lebih kecil daripada bentuk lain. Pada hasil penelitian yang telah dilakukan disimpulkan bahwa nilai tegangan *von misses*, deformasi, dan *safety factor* untuk *redesign* memiliki nilai yang lebih baik dari desain awal. Nilai *safety factor* pada pembebanan vertikal menjadi 2,84, pembebanan akselerasi menjadi 1,72, pembebanan pengereman menjadi 1,55 dan pada pembebanan belok menjadi 1,47 (Wiratama, 2015).

Penelitian lain mengenai struktur kendaraan dilakukan oleh Muhammad Fadhil Adhim. Dalam tugas akhirnya mengenai analisis struktural performa *chassis* sapu angin *speed* 2013 berisikan tegangan *von misses*, deformasi dan *safety factor* pada *chassis* sapu angin *speed* 2013 ketika mengalami pembebanan dinamis. Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS pada kondisi beban vertikal, beban torsional, beban akselerasi, beban belok dan beban pengereman. Hasil analisis yang dilakukan menyatakan bahwa desain *chassis* sapu angin *speed* 2013 masih belum mempunyai angka keamanan yang baik pada beberapa kondisi. Angka keamanan pada kondisi beban torsional sebesar 1,62. Kondisi percepatan sebesar 1,63. Kondisi belok sebesar 1.82. Sehingga dilakukan penambahan elemen *chassis*. Beberapa elemen tambahan tersebut adalah elemen diagonal pada bagian samping pengemudi karena bagian tersebut memiliki gradien sudut punti terbesar. Elemen kedua adalah elemen penghubung antara dua tumpuan di bawah kursi pengemudi karena tegangan padaudukan kendaran relatif tinggi. Elemen ketiga adalah elemen penghubung yang dapat menyalurkan secara langsung gaya dari *engine* ke *drivetrain* untuk mensiasati tegangan yang besar akibat gaya tarik rantai pada pembebanan akselerasi (Adhim, 2014).

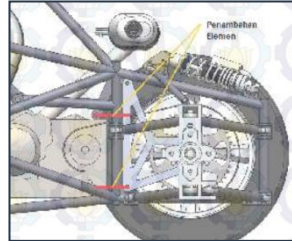




(a)



(b)



(c)

Gambar 2. 3 Penambahan elemen bagian samping (a), elemen di bawah kursi pengendara (b), dan elemen penyalur gaya dari *engine* ke *drivetrain* (c) (Adhim, 2014)

## 2.3. Dasar Teori

### 2.3.1. Struktur bodi (*body structure*)

#### 2.3.1.1. Sejarah struktur bodi

Perkembangan struktur bodi (*body structure*) dalam dunia industri mobil dimulai sejak tahun 1896-1910. Pada saat itu bodi mobil dan *chassis* nya di desain menyerupai kereta kuda dimana hampir keseluruhan materialnya terbuat dari kayu. Kemudian pada tahun 1927, material kayu untuk struktur bodi mobil digantikan oleh baja (Livesey, 1973).

Perancangan struktur bodi terus dikembangkan seiring berjalannya waktu. Pada tahun 1970-an perancangan struktur bodi dilakukan menggunakan analisis modern berbasis komputer dengan menggunakan metode elemen hingga. Kemudian pada

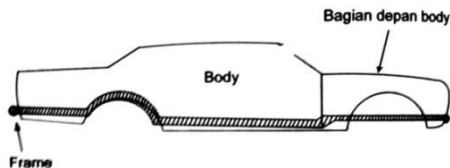
tahun 1985 dikembangkan struktur bodi dengan ukuran yang lebih kecil oleh negara Amerika Serikat guna menurunkan konsumsi bahan bakar (Sutantra, 2010).

### 2.3.1.2. Jenis struktur bodi

Struktur bodi merupakan bagian yang penting dalam perancangan suatu mobil dan juga merupakan struktur utama karena itulah pengembangan desainnya selalu dilakukan hingga saat ini. Jenis struktur bodi yang masih digunakan hingga saat ini adalah sebagai berikut :

#### A. *Body on Frame*

Struktur bodi dengan jenis *body on frame* pada umumnya digunakan pada kendaraan penumpang dan barang dengan ukuran menengah dan besar. Sistem struktur bodi ini mempunyai keuntungan, yaitu peredaman getaran dari gelombang jalan dan mesin untuk tidak masuk ke bodi kendaraan lebih baik dibandingkan dengan struktur *monocoque* dan *semi monocoque*. Struktur bodi ini terdiri dari tiga bagian, yaitu rangka (*frame*), bodi (*body*), dan bagian depan sehingga memiliki berat yang cukup besar (Sutantra, 2010).

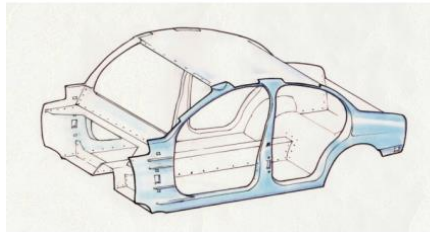


Gambar 2. 4 Bagian utama dari struktur bodi (Sutantra, 2010)

Struktur bodi jenis *body on frame* hingga saat ini masih digunakan namun hanya pada kendaraan berat saja seperti truk. Untuk mobil penumpang desain mobil terakhir yang diproduksi dengan jenis struktur bodi ini adalah *The Ford Crown Victoria* dan berhenti diproduksi pada tahun 2011 (Association, 2013).

## B. *Monocoque*

Struktur *monocoque* merupakan struktur bodi dimana bagian bodi, rangka (*chassis*), dan bagian depannya menyatu dan di las saat awal proses produksi di manufaktur sehingga sering disebut struktur tunggal atau *unibody*. Struktur bodi ini dikembangkan sejak 1930 di Amerika dan kemudian diproduksi secara massal sejak 1950-an. Struktur *monocoque* dibuat dari lembaran baja. Pada rancangan *monocoque*, bagian bodi terluar yang menahan benturan dimana kekuatan pada struktur *monocoque* bergantung pada bagian bodi luar tersebut (Howard, 2000).



Gambar 2. 5 Baja yang telah dilas pada rancangan struktur bodi *monocoque* (Howard, 2000)

Rancangan dengan struktur bodi *monocoque* saat ini banyak digunakan pada mobil dengan performansi tinggi dan mobil balap. Material yang digunakan tidak hanya baja saja tetapi mulai beralih ke komposit *fiber* yang memiliki berat lebih ringan namun tetap kuat dan stabil.

Struktur bodi *monocoque* memiliki beberapa kelebihan diantaranya adalah struktur ini sangat *rigid* karena menjadi satu kesatuan sehingga mampu menyokong struktur itu sendiri. Kemudian terdapat ruang yang luas pada bagian dalam mobil dan memberikan keleluasaan dan kenyamanan bagi penumpang. Selain itu struktur ini juga ringan dibandingkan dengan struktur *body on frame* dan *semi monocoque* (Hakim, 2014).

Kelemahan dari struktur bodi *monocoque* diantaranya adalah perbaikan dan modifikasi pada struktur akan susah karena keseluruhan struktur yang menjadi satu terutama setelah mobil mengalami kecelakaan lalu lintas. (Veerapandian, 2010) Perbandingan rasio antara kekuatan dan *rigid* terhadap berat cukup rendah karena kerangkanya dirancang khusus untuk efisiensi ruang dibandingkan kekuatan. Lembaran baja yang digunakan tidak sekuat dibandingkan dengan kerangka yang terbuat dari silinder atau bentuk tiga dimensi lainnya yang tertutup (Association, 2013).

### C. *Semi monocoque*

Struktur bodi *semi monocoque* memiliki komponen penguat dan rangka melintang untuk menyokong bagian kulit atau bodi luar dari kendaraan. Struktur ini merupakan struktur yang paling umum digunakan pada berbagai jenis kendaraan mobil saat ini (Howard, 2000).

Kelebihan dari struktur bodi *semi monocoque* adalah memiliki ruang internal yang besar dengan kekuatan struktur yang kuat dan *rigid*. Kekurangan dari struktur ini adalah ketika terjadi kegagalan maka akan memakan waktu yang cukup lama untuk menemukan lokasi kegagalan tersebut beserta memperbaikinya (Hakim, 2014).

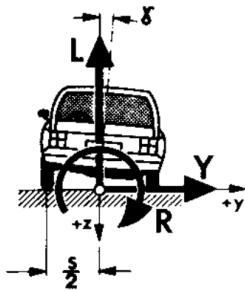


Gambar 2. 6 Contoh struktur *semi monocoque* pada kendaraan mobil (Association, 2013)

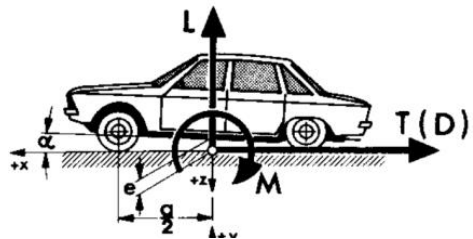
### 2.3.2. Gaya aerodinamis

Kendaraan yang beroperasi di jalan akan mendapatkan pengaruh dari gaya aerodinamis. Gaya aerodinamis merupakan gaya yang terjadi akibat gerakan fluida yang melintasi kendaraan. (Selvaraju, 2015) Gaya aerodinamis yang terjadi pada kendaraan disebabkan oleh yang pertama adalah tekanan, yang mana bekerja secara tegak lurus terhadap permukaan dan bertanggung jawab terhadap gaya lift dan drag pada kendaraan. Penyebab kedua adalah gaya geser, *viscous friction*, yang bekerja sejajar terhadap permukaan *body* kendaraan dan berkontribusi hanya terhadap gaya drag (Katz, 1947).

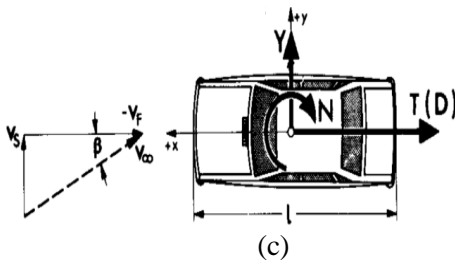
Interaksi yang terjadi antara gaya aerodinamis dengan kendaraan mengakibatkan munculnya gaya *drag*, gaya *lift*, gaya *lateral/side*, *rolling moment*, *pitching moment*, *yawing moment* dan kebisingan. Hal-hal demikian dapat mempengaruhi besar konsumsi bahan bakar, stabilitas lateral, *handling* dan *Noise Vibration Harsness (NVH)* (Gillespie, 1992).



(a)



(b)



Keterangan :

L = Gaya Lift

Y = Gaya Side

D = Gaya Drag

R = Momen Rolling

M = Momen Pitching

N = Momen Yawing

Gambar 2. 7 Gaya Lift, Gaya Side dan Momen Rolling (a), Gaya Drag, Gaya Lift, dan Momen Pitching (b), Gaya Drag, Gaya Side, dan Momen Yawing (c) (Gillespie, 1992)

Gaya *drag* merupakan sebuah gaya yang muncul berlawanan arah akibat gerakan relatif dari kendaraan yang bergerak terhadap fluida disekitarnya. Arah gaya *drag* sejajar terhadap gerakan kendaraan pada sumbu X. Aliran fluida yang mempengaruhi gaya *drag* pada umumnya adalah udara (Katz, 1947).

Gaya *drag*  $D_A$  secara umum merupakan perkalian dari tekanan dinamis ( $\frac{1}{2} \rho V^2$ ) dengan koefisien drag dan *reference area*. Sehingga, gaya *drag* dapat dirumuskan dengan persamaan berikut (Gillespie, 1992).

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A \quad \dots\dots\dots (1)$$

Dimana :

$D_A$  = Gaya *drag*

$\rho$  = Massa jenis udara

$C_D$  = Koefisien drag

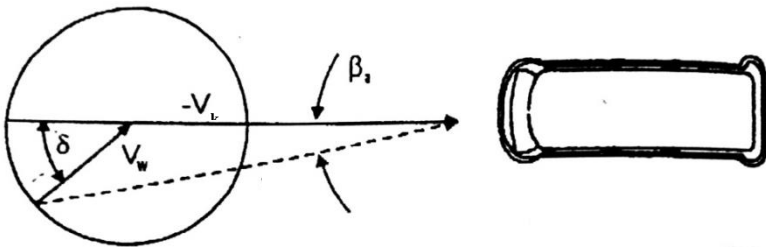
A = *reference area*

V = Kecepatan total

Densitas udara merupakan variabel yang bergantung pada temperatur, tekanan, dan kondisi kelembaman. Pada kondisi standar ( $59^\circ\text{F} = 15^\circ\text{C}$  dan  $29,92 \text{ inchHg} = 1 \text{ atm}$ ) densitas udara adalah  $0,076 \text{ lbf/ft}^3$  atau  $1,217 \text{ kg/m}^3$ . Pada persamaan (1), densitas udara harus dinyatakan sebagai massa jenis, yang

diperoleh dengan membaginya terhadap percepatan gravitasi. Dengan demikian nilai massa jenisnya untuk kondisi atmosfer standar adalah  $\rho = 1,217/9,8 = 0,1242 \text{ kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$  (Gillespie, 1992).

Arah angin yang melintang atau tidak sejajar terhadap arah gerak mobil membentuk sudut tertentu ( $\delta$ ) terhadap lintasan kendaraan. Dengan demikian akan dihasilkan resultan kecepatan udara ( $V$ ) dari kecepatan kendaraan ( $V_k$ ) dan kecepatan angin ( $V_w$ ), dengan membentuk sudut tertentu ( $\beta_a$ ), sudut relatif angin, terhadap lintasan kendaraan (Sutantra dan Sampurno, 2010).



Gambar 2. 8 Sudut serang angin (Sutantra, 2010)

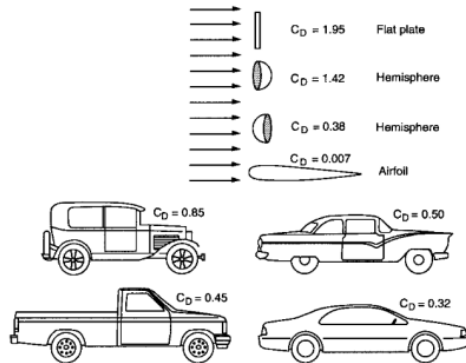
$$V = V_w - V_k \dots\dots\dots (2)$$

Dimana :

$V_k$  = Kecepatan kendaraan

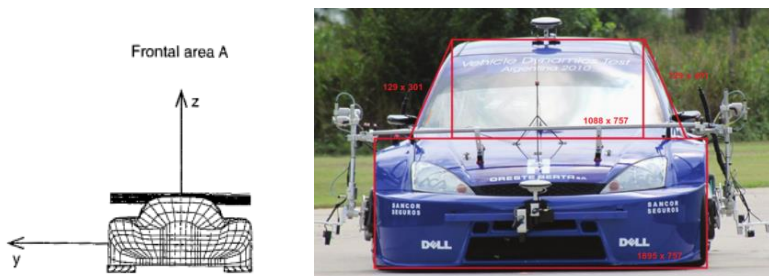
$V_w$  = Kecepatan angin

Koefisien drag dapat ditentukan secara eksperimen dari pengujian menggunakan *wind tunnel* atau *coast down*. Selain itu juga koefisien drag dapat diperoleh melalui simulasi permodelan. Besarnya nilai koefisien *drag* bervariasi bergantung pada bentuk kendaraannya (Gillespie, 1992).



Gambar 2. 9 Koefisien *drag* untuk beberapa varian bentuk.  
(Gillespie, 1992)

*Reference area* yang digunakan pada aplikasi kendaraan otomotif biasanya diambil dari area depan (*frontal area*) seperti tampak pada gambar 2.8. Dalam beberapa kasus, produsen manufaktur mobil dengan tepat mengukur secara akurat bayangan depan dari mobil sementara beberapa lainnya (misalnya perancang mobil balap) menggunakan definisi yang cukup liberal seperti pendekatan dari area depan kendaraan sebagai *reference area* mereka (Katz, 1947).



Gambar 2. 10 Area depan kendaraan sebagai *reference area*.  
(Katz, 1947)



### 2.3.3. Gaya hambat kendaraan

Kendaraan yang melaju di jalanan akan mendapati gaya hambat sebagai respon kondisi lingkungan terhadap kendaraan. Untuk tetap bisa melaju dengan stabil dibutuhkan traksi yang cukup untuk melawan gaya-gaya hambat yang terjadi. Gaya hambat yang dialami oleh kendaraan saat melintasi jalanan ada tiga jenis, yaitu gaya hambat *drag*, gaya hambat *rolling*, gaya hambat inersia (Sutikno, 2003).

Pada saat kendaraan melaju dengan kecepatan tertentu membutuhkan traksi yang dapat melawan gaya hambat yang terjadi pada kendaraan. Gaya traksi tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut (Sutikno, 2003):

$$F_t = D_a + F_r + F_i \dots\dots\dots (3)$$

#### 2.3.3.1. Gaya hambat *rolling* ( $F_r$ )

Kendaraan mobil yang melintas di jalan yang datar tidak mengalami deformasi baik pada bannya ataupun pada permukaan jalan tersebut. Namun, pada kenyataannya hal ini tidak mungkin terjadi karena bodi yang *rigid* sempurna itu tidak ada. Sehingga pada zona kontak antara ban dan jalan terjadi deformasi yang mana akan berusaha kembali ke bentuk semula dengan bantuan energi disipasi. Energi disipasi yang dibutuhkan inilah yang menyebabkan terjadinya hambatan *rolling*. (Genta, 1997)

Persamaan untuk menggambarkan parameter-parameter yang mempengaruhi besarnya gaya hambat adalah sebagai berikut (Artamanov, 1976) :

$$F_r = C_r \cdot W \cdot \cos \theta \dots\dots\dots (4)$$

Dimana :

$C_r$  = Koefisien *rolling*

$W$  = Berat total kendaraan

$\theta$  = Sudut tanjakan jalanan yang dilalui

Tabel 2. 3 Nilai Rata-Rata dari Koefisien Hambatan *Rolling* untuk Berbagai Jenis Ban Kendaraan dan Berbagai Kondisi Jalan. (Sutantra, 2010)

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0,015	0,08	0,3
Truk	0,012	0,06	0,25
Traktor	0,020	0,04	0,2

### 2.3.3.2. Gaya hambat inersia kendaraan (Fi)

Kendaraan yang mengalami akselerasi ataupun deselerasi mendapatkan hambatan berupa gaya yang disebut gaya hambat inersia kendaraan. Persamaan yang digunakan untuk mendapatkan besarnya nilai gaya hambat tersebut adalah sebagai berikut (Sutikno, 2003) :

$$F_i = m \cdot a \dots\dots\dots (5)$$

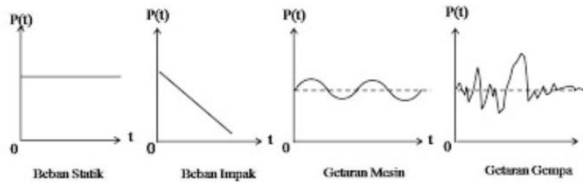
Dimana :

M = Massa Kendaraan

a = Percepatan atau perlambatan kendaraan

### 2.3.4. Pembebanan Dinamis dan Statis

Pembebanan statis dan dinamis dibedakan berdasarkan gaya yang diproduksi oleh berat benda. Pembebanan disebut statis jika beban yang dialami oleh berat benda berada pada kondisi konstan dan tidak berubah terhadap waktu. Sedangkan pembebanan dinamis terjadi jika adanya faktor dari luar yang mempengaruhi berat benda yang mana besarnya berubah terhadap waktu. Faktor-faktor luar yang dapat mempengaruhi diantaranya adalah adanya pergerakan fluktuatif, tegangan meningkat, dan gaya luar. Selain itu juga beban dinamis dapat terjadi pada suatu struktur benda secara tiba-tiba dan bebannya bersifat tidak tetap. Beberapa contoh dari beban dinamis adalah beban impak, getaran mesin dan getaran gempa.



Gambar 2. 11 Grafik beban statis dan beban dinamik

Sebuah contoh yang dapat menggambarkan beban statis dan dinamis bersamaan dalam satu objek yang sama, yaitu pada sebuah kendaraan truk. Ketika truk bermuatan kargo dalam kondisi diam, maka berat dari beban muatan memiliki kemungkinan kecil untuk berubah. Hal ini disebut beban statis. Namun, ketika truk dipacu dari kondisi diam hingga kecepatan tertentu, beban yang terjadi pada muatan menjadi dinamis. Hal ini terjadi akibat gaya dari gerakan menyebabkan beban berubah, sehingga mengubah efek dari gaya pada berat muatan kargo. Jika truk dipacu lebih cepat, hal tersebut dapat menyebabkan beban berubah cukup besar, menyebabkan truk dapat terjatuh atau pun susah untuk dikendarai. Hal ini juga berlaku ketika terjadi pengereman, gaya dari berat muatan kargo akan menyebabkan muatan bergerak maju kedepan sehingga sulit untuk menghentikan truk secara cepat.

Dalam kasus mobil multiguna pedesaan, ketika mobil dipacu di jalan akan mengalami pembebanan dinamis. Sedangkan pada penelitian tugas akhir ini hanya menganalisis pada kondisi di waktu tertentu saja dimana tidak terjadi perubahan pembebanan yang signifikan, seperti saat mobil dipacu saat kecepatan konstan, percepatan, pengereman dan berbelok. Sehingga jenis pembebanannya dapat termasuk pembebanan statis. Namun untuk perhitungan desain, beban dinamis yang sebenarnya terjadi pada kendaraan ketika di pacu pada kondisi nyata sebenarnya dapat diganti dengan pembebanan statis dengan perkalian faktor beban dinamis. Perkalian faktor beban dinamis perlu dilakukan untuk mengetahui kemungkinan beban terburuk atau paling merusak yang akan diterima oleh kendaraan. Hal ini juga guna memastikan

bahwa desain kendaraan tidak akan gagal ketika terjadi *overload* sesaat dan menjamin *fatigue life* yang cukup panjang. Sehingga analisis yang dilakukan pada mobil multiguna pedesaan tetap menggunakan *static structural* pada ANSYS Workbench 18.0 dengan pembebanan statis yang telah dikalikan dengan faktor beban dinamis.

### 2.3.5. Pembebanan kendaraan

Dalam perancangan suatu desain pada tahap awal dibutuhkan hipotesis mengenai kemungkinan terburuk yang dapat terjadi pada rancangan tersebut. sebuah asumsi mengatakan bahwa, jika struktur dapat menahan kemungkinan beban terburuk yang dapat terjadi, maka kemungkinan memiliki *fatigue* yang cukup. Maksud dari asumsi tersebut ialah untuk memastikan jika terjadi *overload* sesaat, struktur tetap mampu menahan dan tidak terjadi *failure* sehingga *fatigue life* akan tetap panjang (Brown, 2002).

Gaya-gaya yang terjadi pada kendaraan berupa gaya dinamis atau beban dinamis. Untuk mempermudah dalam analisis permodelan, gaya-gaya dinamis tersebut digantikan dengan gaya-gaya statis (beban statis) yang terjadi pada kendaraan dikalikan dengan faktor beban dinamis. Perumusan untuk menentukan gaya dinamis adalah sebagai berikut (Brown, 2002) :

$$F_d = K \cdot F_s \dots\dots\dots (6)$$

Dimana :

$F_d$  = Beban dinamis

$K$  = Faktor beban dinamis

$F_s$  = Beban statis

Untuk permodelan terjadi penyederhanaan pada gaya inersia yang terjadi dimana hanya salah satu gaya inersia yang dipertimbangkan, yaitu gaya inersia yang dihasilkan di pusat kendaraan. Hal ini dilakukan karena pada kenyataannya semua data pusat gravitasi komponen sering tidak diketahui, sehingga penempatan beban bending saat bersama dari masing-masing komponen kendaraan tidak mungkin diperoleh. Berikut ini adalah

beberapa jenis pembebanan yang terjadi pada kendaraan (Brown, 2002) :

1. Beban vertikal simetris yang mengakibatkan *bending* pada sumbu Y-Y.
2. Beban vertikal asimetris yang mengakibatkan torsi pada sumbu X-X.
3. Beban longitudinal ( percepatan dan pengereman)
4. Beban lateral (belok)

#### **2.3.5.1. Pembebanan vertikal simetris (*bending*)**

Beban ini terjadi pada bidang sumbu x dan z yang mengakibatkan terjadinya *bending* terhadap sumbu y. Kondisi *bending* bergantung pada berat kendaraan dan muatannya. Umumnya beban ini terjadi saat kedua ban bagian depan atau belakang kendaraan pada salah satu *axle* menabrak gundukan ataupun melewati lubang-lubang (Brown, 2002).

Faktor beban dinamis yang digunakan pada pembebanan ini adalah 2,5 hingga 3,0 untuk kendaraan komersial dan 4 untuk kendaraan *off-road* atau *cross-country*. Beberapa nilai faktor beban dinamis dan faktor keamanan tambahan terdapat di tabel 2.4 dibawah ini (Brown, 2002) :

Tabel 2. 4 Faktor Beban Dinamis dan Faktor Keamanan Tambahan pada Mobil (Brown, 2002)

	Umum digunakan	Erz (1957)	Pawlowski(1969)
Faktor beban dinamis	3	2	2,5
Faktor keamanan tambahan	1,5		1,4-1,6 (jauh dari pusat tegangan) 1,5-2,0(mesin dan pemasangan suspensi)

### 2.3.5.2. Pembebanan longitudinal (pecepatan dan perlambatan)

Beban ini terjadi ketika percepatan dan perlambatan dilakukan oleh kendaraan sehingga mengakibatkan munculnya gaya inersia. Gaya inersia disini seperti telah dijelaskan sebelumnya merupakan perkalian antara massa dengan percepatan atau perlambatan. Saat kendaraan mengalami percepatan, transfer berat kendaraan terjadi dari poros roda depan menuju poros roda belakang. Sebaliknya saat terjadi perlambatan, transfer berat akan terjadi dari poros roda belakang menuju poros roda depan (Brown, 2002).

Tabel 2. 5 Faktor beban dinamis pada kendaraan saat mengalami percepatan dan perlambatan (Brown, 2002)

	Pawlowski (1969)	<i>Cranfiel tests</i> (Tidbury 1966)	Garrett (1953)
Mobil	1,1 g	1,84 g	1,75 g
Truk	0,75 g		

### 2.3.5.3. Pembebanan Lateral (Belok)

Beban ini terjadi ketika kendaraan berbelok atau melintasi tikungan dengan sudut tertentu. Gaya lateral berperan penting saat kondisi ini terjadi. Kendaraan akan mengalami reaksi roda di bagian dalam drop menjadi nol ketika *rolling* terjadi akibat gaya lateral. Gaya lateral sebagai pembebanan dapat dirumuskan sebagai berikut (Brown, 2002) :

$$F_{lat} = \frac{M.v^2}{R} \dots\dots\dots (7)$$

Dimana :

Flat = Gaya lateral

v = Kecepatan kendaraan

M = Massa kendaraan

R = radius belok kendaraan

Untuk faktor beban dinamis yang dapat digunakan adalah K = 1,4.

### 2.3.6. Tegangan

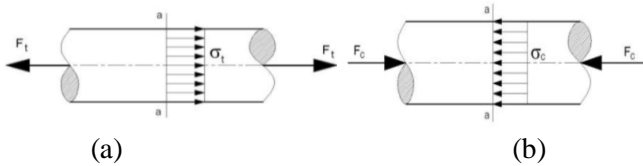
Penampang permukaan dari potongan suatu benda memiliki tegangan normal jika kedua gaya yang bekerja tegak lurus pada area tersebut, gaya tarik dan gaya dorong, besarnya sama dan berlawanan arah (Hibbeler, 1991).

- Kondisi tekan (*compression*) :

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_{(a-a)}} \dots\dots\dots (8)$$

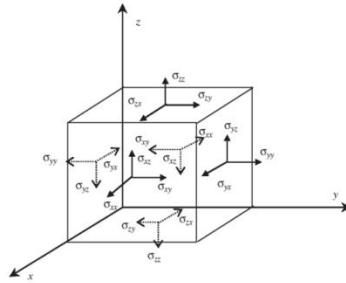
- Kondisi tarik (*tension*) :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_{(a-a)}} \dots\dots\dots (9)$$



Gambar 2. 12 Tegangan normal tarik pada silinder (a), tegangan normal tekan pada silinder (b). (Hibbeler, 1991)

Dalam menganalisis tegangan dapat dilihat dari sebuah titik pada suatu benda. Bentuk titik tersebut digambarkan dalam bentuk kubus dengan dimensi  $dx, dy$ , dan  $dz$  seperti pada gambar 2.14. pada kubus tersebut terdapat 9 komponen yang dapat disusun dalam bentuk matriks dengan mengacu pada sumbu referensi *orthogonal (Cartesian)* seperti berikut (Hibbeler, 1991) :



Gambar 2. 13 Tensor tegangan (Hibbeler, 1991)

Untuk tegangan ekuivalennya didapatkan dari persamaan :

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \dots\dots (10)$$

atau

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6. (\tau_{xy})^2]^{1/2} \dots\dots\dots(11)$$

### 2.3.7. Teori kegagalan

Teori klasik mengenai teori kegagalan adalah “*apapun yang bertanggung jawab terhadap kegagalan pada pengujian tarik standar juga akan bertanggung jawab terhadap kegagalan pada seluruh kondisi pembebanan statik.*” Maksudnya bisa diartikan, yaitu jika suatu material tidak dapat berfungsi dengan baik sesuai kriteria yang direncanakan, maka suatu material tersebut telah menerima pembebanan yang mengakibatkan kegagalan (*failure*) terjadi (Juvinall, Engineering Consideration of Stress, Strain, and Strength, 1967).

Teori kegagalan statik pada umumnya memiliki dua kriteria kegagalan, yaitu distorsi dan patah/rusak. Berdasarkan dua kriteria tersebut, terdapat tiga teori kegagalan yang sering digunakan dalam dunia teknik, yaitu Teori Kegagalan Tegangan Normal Maksimum (*Maximum Normal Stress Theory – MNST*), Teori Kegagalan Tegangan Geser Maksimum (*Maximum Shear*



*Stress Theory – MSST*), dan Teori Kegagalan Distorsi Energi Maksimum (*Maximum Distorsion Energy Theory – MDET*) (Juvinall, Engineering Consideration of Stress, Strain, and Strength, 1967).

Penelitian ini menggunakan teori yang ketiga. Teori ini pada mulanya dikemukakan oleh M. T. Hueber (1904), kemudian dikembangkan oleh R. Von misses (1913) dan H.Hencky (1925). Kemudian, teori ini lebih dikenal dengan sebutan teori *von misses*. Dalam teori ini mengemukakan bahwa kegagalan diprediksi muncul dalam kondisi beban tegangan multiaxial bila energi distorsi per satuan volume menjadi sama atau melebihi energi distorsi per satuan volume pada saat gagalnya material uji (Juvinall, Fundamental of Machine Component Design Fifth Edition, 2012).

Perumusan yang digunakan dalam teori ini adalah sebagai berikut (Juvinall, Engineering Consideration of Stress, Strain, and Strength, 1967) :

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_y \dots \dots \dots (18)$$

$$\sigma_y = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \dots (19)$$

dimana:

$\sigma_y$  = tegangan *yield* material  
 $\tau_{oct}$  = tegangan geser oktahedral  
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = tegangan utama

Pada penggunaannya akan lebih mudah jika menggunakan teori ini bersama dengan tegangan ekuivalen,  $\sigma_e$ . Sehingga tegangan *yield* material memiliki persamaan yang sama dengan tegangan ekuivalen.

### 2.3.8. Deformasi

Sebuah deformasi akan terjadi apabila terdapat gaya yang mengenai suatu bahan. Selama adanya gaya yang bekerja, maka selama itu bahan akan menyerap energi. Besar kecilnya gaya yang bekerja ini akan membuat benda mengalami perubahan bentuk dan ukuran. Perubahan bentuk dan ukuran secara fisik

disebut deformasi. Terdapat 2 macam deformasi yaitu deformasi elastis dan deformasi plastis. Benda yang mengalami deformasi dapat kembali ke kondisi dan ukuran semula setelah gaya yang diberikan dilepas disebut deformasi elastis, sedangkan benda yang mengalami deformasi tetapi setelah gaya yang diberikan, benda tersebut tidak kembali ke kondisi semula disebut deformasi plastis, hal ini terjadi ketika benda telah melewati batas elastisitas atau *yield stress* material (Syah, 2018).

### **2.3.9. Faktor keamanan (*safety factor*)**

Faktor keamanan merupakan suatu nilai yang tidak memiliki unit yang mana didapatkan dari perbandingan antara *yield tensile strength* dari material dengan *working stress* atau *design stress*. Perumusan faktor keamanan tampak seperti pada persamaan (27). Desain teknik modern menggunakan perhitungan rasional untuk semua faktor yang mungkin terjadi, yang mana umumnya berkisar antara 1,25 hingga 4 (Juvinall, *Fundamental of Machine Component Design Fifth Edition*, 2012).

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} \dots\dots\dots (20)$$

Dalam menentukan besar nilai dari faktor keamanan dibutuhkan beberapa pertimbangan diantaranya adalah material yang digunakan, jenis proses manufaktur, tipe pembebanan, kondisi kerja, dan bentuk komponen. Pertimbangan pada material berdasarkan dari ketahanan sifat-sifat pada material tersebut selama proses pembebanan. Penentuan nilai faktor keamanan sangatlah penting agar suatu desain efisien, jenis material yang digunakan sesuai dengan dimensi yang dibutuhkan dengan kondisi pembebanan yang telah ditentukan pula. Jika faktor keamanan terlalu rendah dapat menurunkan kualitas suatu komponen. Namun sebaliknya jika faktor keamanan terlalu tinggi merupakan suatu pemborosan (Dobrovolsky, 1976).

Tabel 2. 6 Faktor Keamanan Berdasarkan Jenis Pembebanan (Dobrovolsky, 1976)

Jenis beban	Faktor keamanan
Statis	1,25 – 2
Dinamis	2 – 3
Kejut ( <i>impact</i> )	3 – 5

Tabel 2. 7 Faktor Keamanan yang Direkomendasikan (Juvinall, Fundamental of Machine Component Design Fifth Edition, 2012)

No.	Faktor keamanan yang direkomendasikan	Parameter dan tingkat ketidakpastian
1.	1,25 – 1,5	Data material yang sangat akurat dan andal, jenis pembebanan yang pasti, metode perhitungan tegangan yang akurat.
2.	1,5 – 2	Data material yang cukup baik, kondisi lingkungan yang stabil, dan beban serta tegangan yang terjadi dapat dihitung dengan baik.
3.	2 – 2,5	Material rata-rata, komponen dioperasikan pada lingkungan normal, beban dan tegangan dapat dihitung dengan material.
4.	2,5 – 3	Untuk material yang datanya kurang baik, atau material getas dengan pembebanan dan lingkungan rata-rata.
5.	3 – 4	Untuk material yang belum teruji, pembebanan dan lingkungan rata-rata.
6.	Beban berulang : angka-angka yang disarankan dapat	

	digunakan tetapi dengan <i>endurance limit</i> sebagai <i>significant strength</i>
7.	Beban <i>impact</i> : angka-angka diatas dapat digunakan tetapi faktor <i>impact</i> harus dimasukkan
8.	Material getas : angka-angka yang disarankan di atas dikalikan dua untuk material

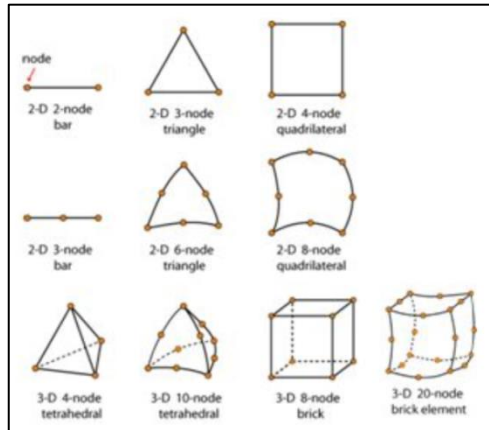
### 2.3.10. Standar nilai keamanan industri perancangan

*Safety factor* berasal dari kekuatan rentang mutlak material yang dibagi untuk mendapatkan nilai *working stress* atau *design stress*. Secara teoritis nilai dari *safety factor* inilah yang digunakan sebagai patokan dasar dalam membuat sebuah rancangan baru dari sebuah konstruksi. Nilai tersebut dijadikan tolok ukur efisiensi dalam penggunaan material yang digunakan dan dimensi desain. Secara teoritis nilai *safety factor* yang aman dan sering digunakan dalam skala industri, yaitu berkisar antar 2 hingga 3. (Juvinall, Fundamental of Machine Component Design Fifth Edition, 2012) Aturan ini telah diterapkan oleh Toyota, Daihatsu, PT. Astra Honda Motor, PT. Semesta Citra Motorindo maupun pada Dinas Perhubungan (Wiratama, 2015).

### 2.3.11. Metode elemen hingga (*finite element method*)

Metode elemen hingga merupakan metode numerik untuk mendapatkan solusi diferensial, baik diferensial biasa maupun diferensial parsial. Pada awalnya penggunaan MEH dikembangkan untuk memecahkan problem di bidang mekanika benda padat, tetapi kini MEH sudah merambah ke hampir semua problem *engineering* seperti mekanika fluida. Kemampuan metode ini untuk memperkirakan solusi dari permasalahan matematis sehingga diperoleh hasil yang mendekati kondisi nyata menjadi suatu alasan terbesar metode ini sering digunakan dalam menganalisis berbagai hal seperti struktur statis, fluida, dan lain-lain. Secara garis besar metode elemen hingga dilakukan dengan cara membagi-bagi suatu struktur baik kompleks maupun sederhana menjadi bagian-bagian kecil yang disebut elemen.

Elemen-elemen tersebut dihubungkan oleh nodal (*node*) (Kosasih, 2010).





Gambar 2. 14 Contoh dari jenis-jenis elemen pada metode elemen hingga (Cambridge, 2004)

Untuk pengguna analisis elemen terbatas (FEA), penting untuk diingat bahwa beberapa jenis elemen mungkin tidak mentransmisikan semua jenis beban melalui nodal mereka. Sebagai contoh, dua elemen balok struktural yang terhubung bersama berperilaku seperti sambungan yang dilas penuh karena elemen-elemen *beam* akan mentransmisikan tiga gaya (aksial dan dua *shears*) dan tiga momen (torsi dan dua *bending*). Namun, elemen balok yang terhubung ke elemen truss berperilaku seperti sambungan yang disematkan (*pinned joint*) karena elemen rangka hanya dapat mentransmisikan gaya aksial. Konsep kekuatan apa yang ditransmisikan dan beban apa sebagai akibatnya dan pembatasan dapat diterapkan dikenal sebagai derajat kebebasan (DOF) (AUTODESK, 2014).

Setiap jenis elemen pada *meshing* yang digunakan juga memiliki derajat kebebasan yang bervariasi. Hal ini berdasarkan pemilihan jenis *meshing* yang digunakan. Pada penelitian ini menggunakan jenis *solid meshing* 186 dan 187. Solid 186 merupakan jenis elemen *meshing* untuk *structural solid* berupa

*hexagonal (quadrilateral)* dengan jumlah nodal 20 dan derajat kebebasan 3. Solid 187 merupakan jenis elemen *meshing* untuk *structural solid* berupa *tetrahedral* dengan jumlah nodal 10 dan derajat kebebasan sebanyak 3 (Anonym, 2000). Kedua jenis elemen tersebut ternyata merupakan jenis elemen yang direkomendasikan berdasarkan *paper* yang ditulis oleh Erke Wang, Thomas Nelson, dan Rainer Rauch (Wang, Nelson, & Rauch, 2002).

<p><b>SOLID186</b></p> <p>3-D 20-Node Structural Solid</p> <p>20 nodes 3-D space</p> <p>DOF: UX, UY, UZ</p>	
<p><b>SOLID187</b></p> <p>3-D 10-Node Tetrahedral Structural Solid</p> <p>10 nodes 3-D space</p> <p>DOF: UX, UY, UZ</p>	

Gambar 2. 15 Jenis *solid meshing* yang digunakan (Anonym, 2000)

Pada komputer windows 32 bit, model elemen hingga terbesar yang pernah diselesaikan oleh Erke Wang dkk memiliki sekitar 2,5 juta derajat kebebasan. Pada mesin windows XP 64 bit mereka bahkan mampu memecahkan masalah dengan 14 juta derajat kebebasan dan pada mesin 64 bit unix atau linux kami memecahkan masalah bahkan dengan sekitar 20 juta derajat kebebasan (Wang, Nelson, & Rauch, 2002).

Element	Degrees of Freedom
Truss	translation in X, Y, Z
Beam	translation in X, Y, Z; rotation in X, Y, Z
2-D	translation in Y, Z
Brick	translation in X, Y, Z
Plate	translation in X, Y, Z; Two in-plane rotation DOFs (The out-of-plane rotational DOF is not considered for plate elements)

Gambar 2. 16 Derajat kebebasan untuk tipe-tipe elemen struktur (AUTODESK, 2014)

Keunggulan dari metode elemen hingga adalah mampu menyelesaikan permasalahan yang mencakup geometri yang rumit, pembebanan dan properti material yang tidak bisa diselesaikan dengan metode matematika analitis. Metode matematika analitis menggunakan persamaan diferensial untuk menyelesaikan permasalahan sehingga memerlukan data terperinci pada setiap *body*. Hal ini jelas tidak mungkin dilakukan pada geometri yang rumit. Dengan adanya metode elemen hingga, kehandalan dan keakuratan dari perancangan suatu produk akan lebih cepat dan mudah dicapai, sehingga menghemat waktu dan biaya dalam proses perancangan sampai proses produksi. Analisis dengan metode elemen hingga dapat dilakukan menggunakan beberapa *software* diantaranya adalah ANSYS, ABAQUS, SOLIDWORK, dan lain-lain (Ardianto, 2018).

Tahapan langkah-langkah dalam menyelesaikan analisis struktur menggunakan *software* elemen hingga secara garis besar adalah sebagai berikut (Syah, 2018) :

- a) Pembuatan geometri awal struktur yang akan dianalisis
- b) Penentuan jenis material dan properti dari material yang digunakan. Hal ini berkenaan dengan massa jenis dari material tersebut, modulus elastisitas, *poisson ratio*, dan lain-lain.
- c) Penentuan jumlah elemen yang akan diberikan pada model geometri tersebut.
- d) Pembuatan elemen dari hasil permodelan geometri struktur yang akan dianalisis (*mesh generation*).
- e) Pemberian kondisi batas (*boundary condition*). Hal ini bertujuan untuk menentukan bagaimana model bertumpu padaudukannya dalam kondisi nyata. Berbagai macam kondisi batas adalah *fixed-fixed*, *fixed-free*, *free* dsb.
- f) Pemberian kondisi pembebanan (*loading condition*). Kondisi pembebanan yang diberikan pada model

struktural bergantung dengan kondisi nyata. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan hasil yang sedekat mungkin dengan kondisi nyata. Beban yang biasa digunakan antara lain adalah beban gaya, tekanan, momen statik atau dinamik.

- g) Analisis. Langkah ini merupakan langkah terakhir dalam tahapan analisis metode elemen hingga. Analisis dilakukan dengan berbagai variasi, yaitu jenis statis, dinamis, *buckling*, maupun analisis perpindahan panas.

Tahapan selanjutnya setelah melakukan metode elemen hingga adalah melakukan verifikasi dan validasi. Verifikasi merupakan tahapan untuk menguji apakah simulasi yang telah dilakukan mampu untuk menyelesaikan persamaan atau tidak. Salah satu cara sederhana untuk melakukan verifikasi simulasi adalah dengan cara membandingkan hasil simulasi dengan hasil lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem metode elemen hingga yang serupa (Syah, 2018).

Tahapan validasi merupakan tahapan dimana dilakukan pengujian terhadap hasil simulasi untuk menentukan apakah simulasi menggunakan persamaan yang benar atau tidak. Validasi dapat dilakukan dengan cara membandingkan dengan hasil eksperimen dan memeriksa model metode elemen hingga apakah itu mewakili eksperimen atau tidak. Jika suatu objek yang dianalisis dalam simulasi susah untuk dilakukan eksperimen maka dapat dilakukan validasi dengan teori yang mendasari simulasi (Syah, 2018).

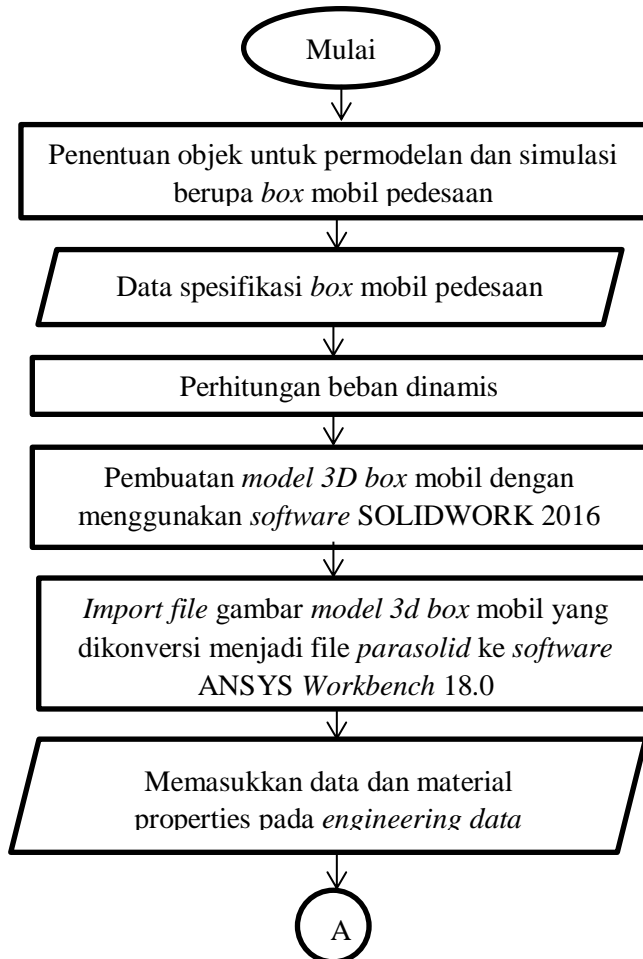


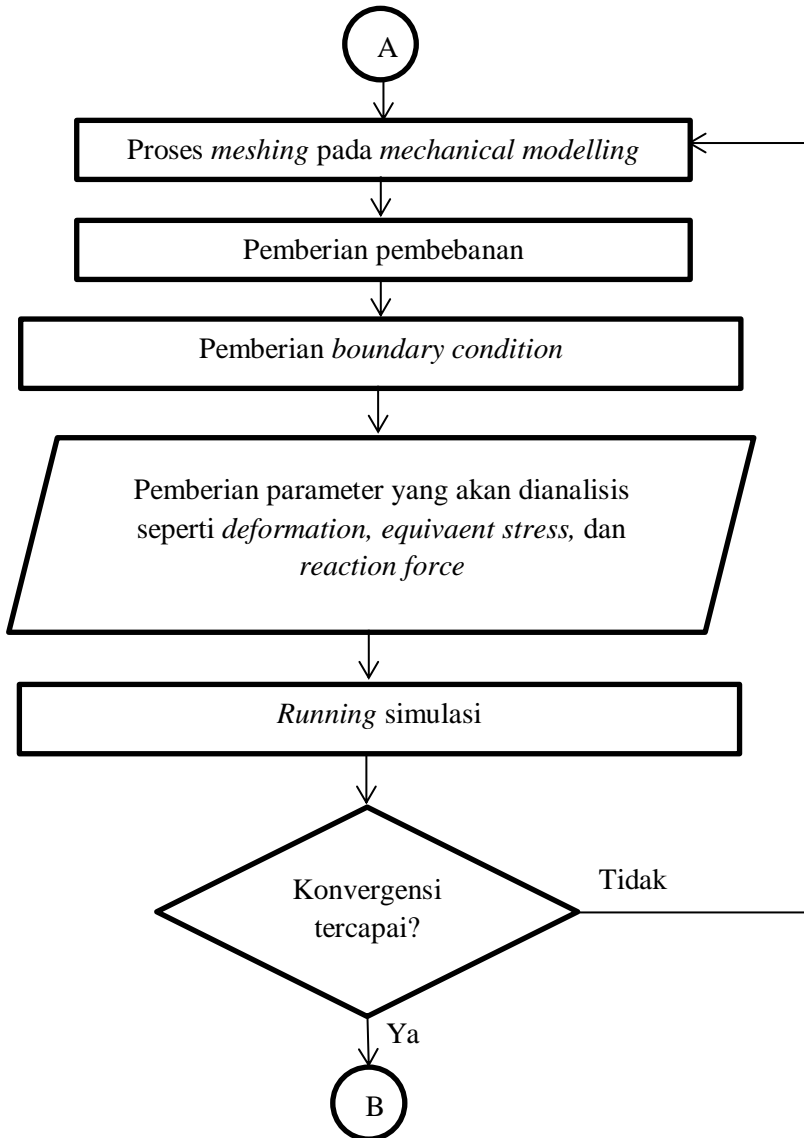
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

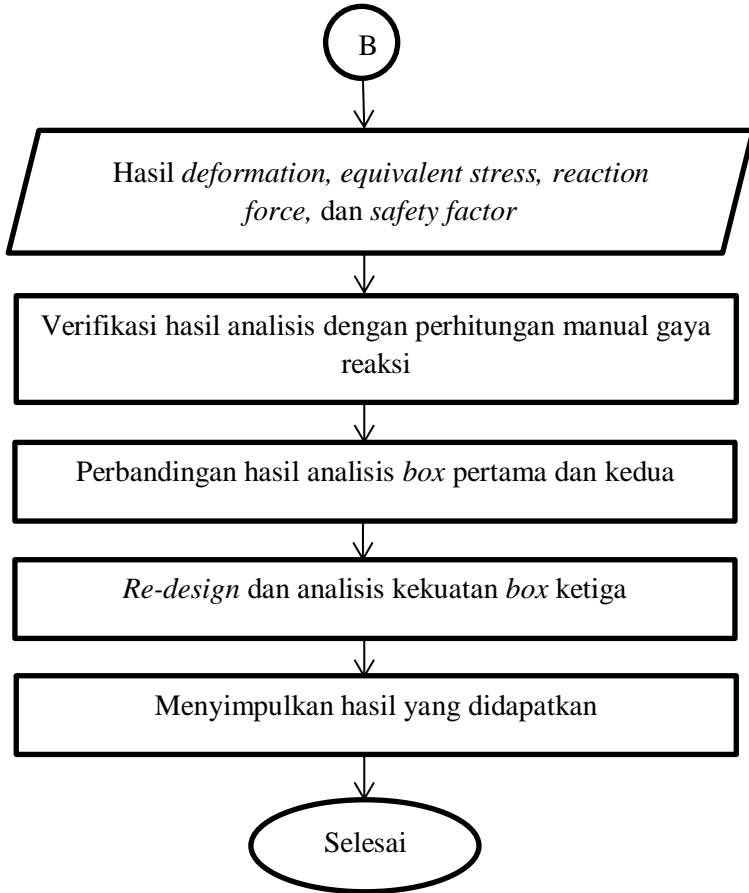
## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir mengenai tahapan dalam penelitian dijabarkan pada gambar 3.1. sebagai berikut :







Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian (*sumber : dokumentasi pribadi*)

### 3.2 Prosedur Penelitian

Dalam penelitian ini dilakukan permodelan objek dan simulasi dengan tahapan prosedur yang sesuai dengan diagram alir penelitian pada gambar 3.1.

#### 3.2.1. Penentuan objek penelitian

Dalam tugas akhir ini objek penelitian yang dipilih ada dua objek, yaitu *box* pertama dengan menggunakan material *mild steel* dan *box* kedua yang menggunakan material komposit *fiber glass*. Kedua desain *prototype* tersebut memiliki perbedaan massa yang cukup besar. Berikut ini adalah data spesifikasi dari *box* pertama dan kedua.

Tabel 3. 1 Data Spesifikasi dari *Box* Pertama dan *Box* Kedua

Objek	Material	Massa Jenis	Tensile yield strength	Tensile ultimate strength
Kerangka	ASTM A36 Steel	7850 kg/m <sup>3</sup>	240 Mpa	415 Mpa
Box Pertama	Mild Steel/Plain Carbon Steel	7800 kg/m <sup>3</sup>	220,594 Mpa	399,826 MPa
Box Kedua	Komposit Fiber Glass	1570 kg/m <sup>3</sup>	200 MPa	810 MPa

#### 3.2.2. Perhitungan beban

Perhitungan beban meliputi perhitungan beban vertikal, beban akibat akselerasi, beban akibat perlambatan saat pengereman dan beban akibat belok.

### 3.2.2.1. Beban saat kondisi kecepatan konstan dan bergerak lurus

Salah satu kondisi yang akan dimodelkan pada *box* adalah saat mobil dikendarai dengan kecepatan konstan 60 km/h atau setara 16,67 m/s dan bergerak lurus. Beberapa jenis beban yang akan diterima saat melaju dengan kecepatan konstan adalah sebagai berikut :

#### a. Beban Vertikal

Pada setiap dilakukan simulasi baik pada kondisi kecepatan konstan, percepatan, perlambatan dan belok mendapatkan pengaruh dari beban vertikal. Dalam kasus analisis *box* dalam penelitian ini beban vertikal dipengaruhi oleh muatan saja. Beban vertikal yang akan digunakan pada simulasi adalah dalam bentuk beban dinamis, sehingga beban vertikal akan menjadi beban dinamis dengan perumusan pada persamaan (6), dimana faktor beban dinamis yang digunakan besarnya 3 seperti pada tabel 2.2. Besar percepatan gravitasi adalah  $9,8 \text{ m/s}^2$ . Besarnya pembebanan vertikal adalah seperti tampak pada tabel 3.1.

Tabel 3. 2 Pembebanan Vertikal

No.	Objek	Massa	Berat	Beban dinamis
1.	<i>Box pertama</i>	700 kg	6867 N	20601 N
2.	<i>Box kedua</i>	415 kg	4071,15 N	12213,45 N
3.	Muatan <i>box</i>	2000 kg	19620 N	58860 N

Beban vertikal yang akan dibebankan pada *box* akan diletakkan pada posisi bagian permukaan lantai dasar *box*, yaitu sebesar 58860 N. Beban akan dianggap terdistribusi merata.

b. Beban Akibat Gaya *Drag*

Gaya *drag* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (1). Massa jenis udara yang digunakan adalah sebesar  $1,217 \text{ kg/m}^3$ . Koefisien *drag* sebesar  $0,5957$  (Radyantho, 2014). *Reference area* pada mobil *box* secara keseluruhan adalah  $3,459 \text{ m}^2$  yang mana merupakan permukaan bagian depan *box*. Kecepatan udara didapatkan dengan menggunakan persamaan (2), yaitu pengurangan kecepatan udara dengan kecepatan mobil, dimana menggunakan kecepatan udara rata-rata di Indonesia,  $5,5 \text{ m/s}$  (Rikin, 2014) dan kecepatan kendaraan  $60 \text{ km/h}$  setara dengan  $16,67 \text{ m/s}$ . Kecepatan kendaraan yang digunakan merupakan salah satu kecepatan yang digunakan pada perhitungan analisis dan pembahasan pada mobil multiguna pedesaan oleh tim pelaksana.

❖ Diketahui :

$$\text{Kecepatan mobil } (V_k) = 60 \text{ km/h } (16,67 \text{ m/s})$$

$$\text{Kecepatan angin } (V_w) = 5,5 \text{ m/s}$$

$$\text{Massa jenis udara } (\rho) = 1,217 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Koefisien drag } (C_D) = 0,5957$$

$$\text{Frontal area box } (A) = 2,385 \text{ m}^2$$

❖ Kecepatan yang akan digunakan pada perhitungan gaya *drag* menggunakan persamaan (2) seperti berikut ini :

$$\overline{V_w} = \overline{V_k} + \overline{V_{wk}}$$

$$\overline{V_{wk}} = \overline{V_w} - \overline{V_k}$$

$$\overline{V_{wk}} = 5,5 \text{ m/s} - (-16,67 \text{ m/s})$$

$$\overline{V_{wk}} = 22,17 \text{ m/s}$$

❖ Sehingga gaya *drag* dapat dihitung menggunakan persamaan (1) menjadi :

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A$$

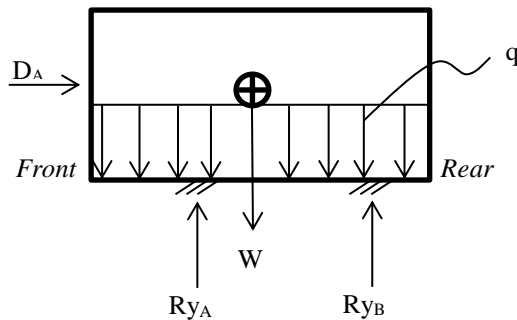
$$D_A = \frac{1}{2} \cdot 1,217 \text{ kg/m}^3 \cdot (22,17 \text{ m/s})^2 \cdot 0,5957 \cdot 2,385$$

$$D_A = 424,921 \text{ N}$$

Besarnya gaya *drag* dianggap sama untuk kedua desain *prototype box* baik desain pertama maupun kedua karena dimensi dan kondisi permodelan simulasi sama.

c. Beban Akibat Gaya Reaksi

Gaya reaksi merupakan gaya yang ditimbulkan akibat reaksi tumpuan *fix* berupa *clamping* dan tumpuan *displacement* yang digunakan pada simulasi. Besar nilai gaya reaksi dapat diperoleh dengan dua cara, yaitu menggunakan perhitungan manual atau simulasi di WORKBENCH ANSYS.



**Keterangan :**

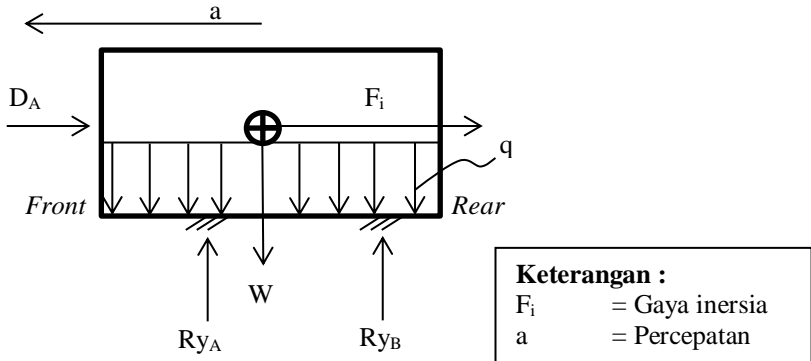
- $D_A$  = Gaya *drag* (angin)
- $q$  = Muatan
- $R_{yA}$  = Gaya reaksi di titik A
- $R_{yB}$  = Gaya reaksi di titik B
- $W$  = Berat *box*

Gambar 3. 2 *Free Body Diagram box* saat kecepatan konstan  
(sumber : dokumentasi pribadi)



### 3.2.2.2. Beban saat mengalami kondisi percepatan dan bergerak lurus

Permodelan kedua akan dikondisikan saat mobil bergerak dipercepat dari kondisi diam dan bergerak lurus.



Gambar 3. 3 *Free Body Diagram* saat mobil dikendarai dengan percepatan konstan (*sumber : dokumentasi pribadi*)

Mobil dikendarai dengan menerima beban-beban sebagai berikut :

a. Beban Vertikal.

Beban ini diperoleh dengan cara yang sama ketika simulasi *box* pada kondisi gerak lurus dengan kecepatan konstan dan memiliki besar yang sama.

b. Beban Akibat Gaya *Drag*

Besarnya gaya *drag* pada *box* diasumsikan sama untuk setiap kondisi.

c. Beban Akibat Gaya Reaksi

Beban reaksi didapatkan dari *software* ANSYS *Workbench*. Hasilnya akan berbeda dengan gaya reaksi pada beban vertikal karena adanya gaya inersia.

d. Beban Akibat Gaya Inersia

Besarnya gaya inersia dipengaruhi oleh massa *box* dan muatan dalam *box* dan percepatan yang dialami oleh

mobil. Pada perhitungan gaya inersia ditambahkan faktor beban dinamis (k) sebesar 0,75 seperti pada tabel 2.3 pada kendaraan truk. Percepatan yang berlaku pada kedua mobil berbeda dan dapat diperoleh dengan perhitungan berikut:

- ❖ Diketahui :
  - Torsi mobil maksimum (T) = 50 Nm
  - Radius ban mobil (r) = 0,4622 m
  - Massa mobil pertama ( $m_1$ ) = 700 kg
  - Massa mobil kedua ( $m_2$ ) = 415 kg
  - Massa muatan penuh ( $m_m$ ) = 2000 kg
  - Faktor beban dinamis (k) = 0,75
- ❖ Gaya inersia yang akan digunakan pada mobil berasal dari persamaan torsi sebagai berikut :
  - $T = F \cdot r$
  - $F = T/r$
  - $F = 51 \text{ Nm} / 0,4622 \text{ m}$
  - $F = 110,342 \text{ N}$
- ❖ Percepatan Mobil *box* pertama :
  - $F = \Sigma m \cdot a_1 \cdot k$
  - $a_1 = F / \Sigma m \cdot k$
  - $a_1 = 110,342 / (700+2000) \cdot 0,75$
  - $a_1 = 0,0545 \text{ m/s}^2$
- ❖ Percepatan Mobil *box* kedua :
  - $F = \Sigma m \cdot a_2 \cdot k$
  - $a_2 = F / \Sigma m \cdot k$
  - $a_2 = 110,342 / (415+2000) \cdot 0,75$
  - $a_2 = 0,061 \text{ m/s}^2$

### 3.2.2.3. Beban saat mengalami kondisi pengereman (perlambatan) dan bergerak lurus

Permodelan ketiga akan dikondisikan saat mobil bergerak lurus dan diperlambat hingga berhenti dari kecepatan 60 km/h atau 11,11 m/s. Data ini diambil dari laporan mobil *pick-up* pedesaan tahun 2012 pada bagian *stopping distance* aktual kendaraan. Perlambatan yang berlaku pada mobil didapatkan dari perhitungan berikut :

❖ Diketahui :

Kecepatan pada waktu awal ( $V_0$ ) = 16,67 m/s (60 km/h)

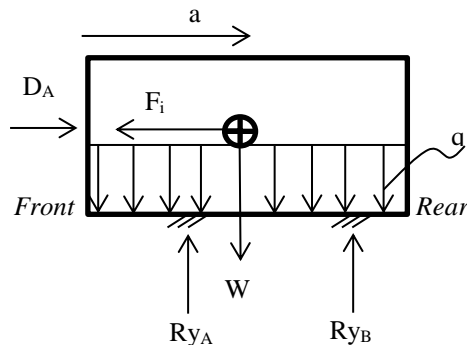
Jarak tempuh (s) = 72,19 m

❖ Persamaan :

$$V_t^2 = V_0^2 - 2 \cdot a \cdot s$$

$$0 = 16,67^2 - 2 \cdot a \cdot 72,19$$

$$a = 1,925 \text{ m/s}^2$$



Gambar 3. 4 *Free Body Diagram* saat mobil dikendarai dengan perlambatan konstan (*sumber : dokumentasi pribadi*)

Mobil dikendarai dengan perlambatan 1,847 m/s<sup>2</sup> akan menerima beban-beban sebagai berikut :

a. Beban Vertikal.

Beban ini diperoleh dengan cara yang sama ketika simulasi *box* pada kondisi gerak lurus dengan kecepatan

konstan maupun gerak lurus dengan percepatan dan memiliki besar yang sama.

b. Beban Akibat Gaya *Drag*

Besarnya gaya *drag* pada *box* diasumsikan sama untuk setiap kondisi.

c. Beban Reaksi

Beban reaksi didapatkan dari *software* ANSYS *Workbench*. Hasilnya akan berbeda dengan gaya reaksi pada beban vertikal karena adanya gaya inersia.

d. Beban Akibat Gaya Inersia

Besarnya gaya inersia dipengaruhi oleh massa *box* dan muatan dalam *box* dan perlambatan yang dialami oleh mobil. Gaya yang dihasilkan pada saat kondisi mobil dikendarai dengan pengereman akan memiliki nilai lebih besar dari pada saat percepatan. Hal ini dikarenakan perlambatan yang diberikan lebih besar dari percepatan.

❖ Perlambatan Mobil *box* pertama :

$$F = \Sigma m \cdot a_1 \cdot k$$

$$F = (700+2000) \cdot 1,925 \cdot 0,75$$

$$F = 3898,125 \text{ N}$$

❖ Perlambatan Mobil *box* kedua :

$$F = \Sigma m \cdot a_1 \cdot k$$

$$F = (415+2000) \cdot 1,925 \cdot 0,75$$

$$F = 3486,656 \text{ N}$$

### 3.2.2.4. Beban saat mengalami kondisi belok dengan kecepatan konstan

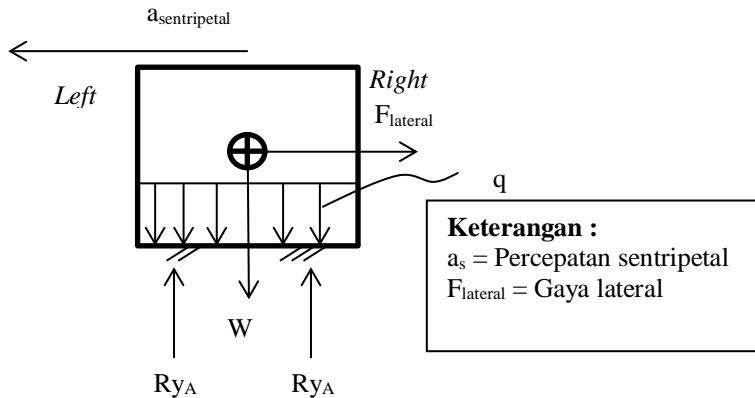
Permodelan keempat akan dikondisikan saat mobil bergerak belok dan dengan kecepatan konstan.

a. Beban Vertikal.

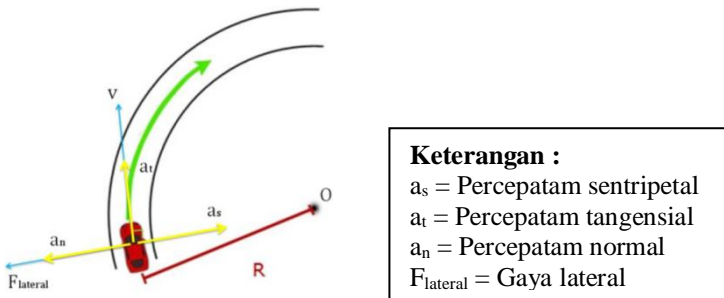
Beban ini diperoleh dengan cara yang sama ketika simulasi *box* pada kondisi gerak lurus dengan kecepatan konstan maupun gerak lurus dengan percepatan dan perlambatan serta memiliki besar yang sama.

## b. Beban Reaksi

Beban reaksi ditimbulkan pada bagian tumpuan *box* sama seperti pada kondisi kecepatan konstan tetapi besar nilainya akan berbeda karena adanya pengaruh gaya inersia pada persamaan momen reaksi.



Gambar 3. 5 *Free Body Diagram* tampak depan saat mobil berbelok (*sumber : dokumentasi pribadi*)



Gambar 3. 6 Kondisi mobil saat berbelok (*sumber : dokumentasi pribadi*)

c. Beban Akibat Gaya *Drag*

Besarnya gaya *drag* pada *box* diasumsikan sama untuk setiap kondisi.

d. Beban Akibat Gaya Lateral

Besarnya gaya lateral (belok) dipengaruhi oleh massa *box* dan muatan dalam *box* dan percepatan sentripetal yang dialami oleh mobil. Pada penelitian sebelumnya mengenai kecepatan belok yang digunakan pada mobil multiguna, diketahui bahwa dengan berbagai variasi kecepatan mulai terjadi skid pada sudut belok tertentu. Kecepatan belok minimum yang digunakan sebagai variasi adalah 25 km/h dimana akan terjadi skid dimulai dari sudut belok 30°. Kondisi aman agar tidak terjadi skid adalah dibawah kecepatan tersebut. Sehingga dalam menentukan besarnya kecepatan belok dan radius belok yang digunakan pada penelitian kali ini menggunakan kecepatan di bawah 25 km/h. Jika melihat dari standar pada *Urban Street Design Guide* oleh *National of Association of City Transportation Officials* seperti tampak pada gambar 3.7. terlihat bahwa kecepatan dibawah 25 km/h adalah pada saat 15 mph atau setara 24,14 km/h. Sehingga kondisi ini yang dijadikan input untuk menghitung percepatan sentripetal yang terjadi (NACTO, 2012).

V (MPH)	E	F	R (FT)
10	0	0.38	18
15	0	0.32	47
20	0	0.27	99
25	0	0.22	174

Gambar 3. 7 Radius belok pada *Urban Street Design Guide* oleh *National of Association of City Transportation Officials* (NACTO, 2012)

**Keterangan :**

V = Kecepatan belok

R = Radius belok

E = Super-elevation. Diasumsikan bernilai nol

F = Faktor *side friction*

Dalam kondisi belok, meminimalisasikan kecepatan belok sangat penting bagi keselamatan pejalan kaki, karena area belok merupakan kawasan dimana pengemudi kemungkinan besar menghadapi pejalan kaki yang melintasi penyeberangan. Sehingga pada penelitian ini digunakan radius belok pada kecepatan 15 mph, yaitu 47 feet atau 14,33 meter. Besar gaya lateral dapat ditentukan menggunakan persamaan (7) dan dikalikan dengan faktor beban dinamis  $k = 1,4$  sehingga menjadi seperti berikut (NACTO, 2012) :

## ❖ Diketahui :

Kecepatan belok ( $v$ ) = 24,14 km/h (6,7 m/s)Radius belok ( $R$ ) = 14,33 mFaktor beban dinamis ( $k$ ) = 1,4

## ❖ Persamaan gaya lateral :

$$F_{lat} = \frac{\Sigma M \cdot v^2}{R} \cdot k$$

❖ Gaya Lateral pada *Box* Pertama :

$$F_{lat\ 1} = [(700+600) \cdot 6,7^2 \cdot 1,4] / 14,33$$

$$F_{lat\ 1} = 5701,31\text{ N}$$

❖ Gaya Lateral pada *Box* Kedua :

$$F_{lat\ 2} = [(415+600) \cdot 6,7^2 \cdot 1,4] / 14,33$$

$$F_{lat\ 2} = 4451,41\text{ N}$$

❖ Percepatan Sentrifugal pada kedua *Box*:

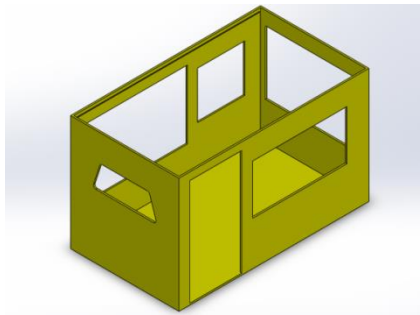
$$a = v^2 / r$$

$$a = 6,7^2 / 14,33$$

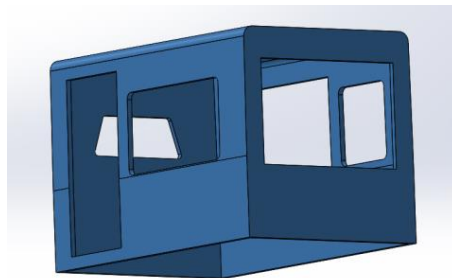
$$a = 3,133\text{ m/s}^2$$

### 3.2.3. *Drawing 3d model*

Permodelan gambar untuk *box* pertama dan kedua menggunakan *software* 3D Model, yaitu SOLIDWORK dengan konsep rancangan yang telah disepakati dengan dosen pembimbing pada penelitian ini. Geometri *box* pertama dan kedua dibuat sama. Gambar terdiri dari tiga bagian, yaitu bagian luar, kerangka dan bagian dalam. Pada *box* pertama material pada bagian luar dan dalam adalah sama, yaitu *mild steel*. Sedangkan pada *box* kedua material pada bagian luar adalah komposit *fiber glass* dan bagian dalam adalah *mild steel*. Material kerangka pada kedua jenis *box* adalah sama, yaitu ASTM A36 Steel.

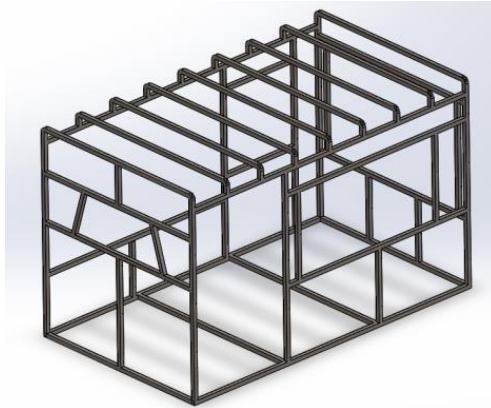


Gambar 3. 8 Bagian dalam dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di *software* Solidwork (*sumber : dokumentasi pribadi*)

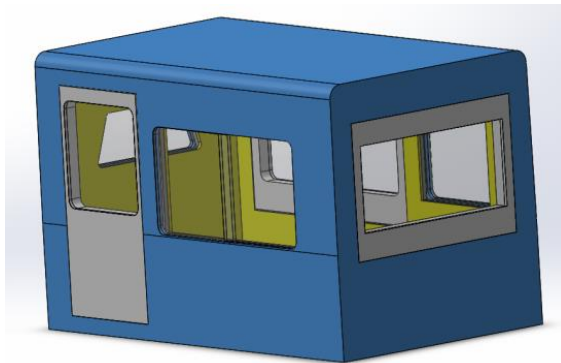


Gambar 3. 9 Bagian luar dari 3D Model mobil multiguna pedesaan di *software* Solidwork (*sumber : dokumentasi pribadi*)





Gambar 3. 10 Bagian kerangka dari 3D *Model* mobil multiguna pedesaan di *software* Solidwork (*sumber : dokumentasi pribadi*)



Gambar 3. 11 *Assembly* dari 3D *Model* mobil multiguna pedesaan di *software* Solidwork (*sumber : dokumentasi pribadi*)

Untuk membuktikan apakah desain 3D *Model* yang telah dilakukan adalah sudah benar, maka perlu dilakukan pembuktian. Salah satu hal yang bisa dilakukan adalah dengan membuktikan massa total dari desain 3D *Model* baik untuk *box* pertama dan kedua. Massa untuk setiap bagian pada 3D *Model* tampak seperti tabel 3.3 di bawah ini. Gambar detail dari *software* SOLIDWORK untuk semua bagian terdapat di lampiran.

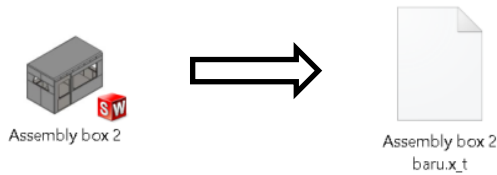
Tabel 3. 3 Massa setiap Bagian *Box* Pertama dan Kedua pada 3D *Model* (*sumber : dokumentasi pribadi*)

No.	Bagian	<i>Box</i> Pertama	<i>Box</i> Kedua
		Massa (kg)	Massa (kg)
1	Luar	256,05275	51,53882
2	Kerangka	162,55772	162,55772
3	Dalam	147,89098	147,89098
4	Alas	80,8353	53,8902
5	Pintu	22,54564	11,9341
6	Jendela samping	10,17198	10,17198
7	Jendela belakang	9,08388	9,08388
	<b>Total</b>	<b>689,13825</b>	<b>447,06768</b>

Berdasarkan tabel 3.3 diatas dapat diketahui bahwa desain 3D *Model* pada *software* SOLIDWORK sudah mendekati dengan hasil sebenarnya. Massa untuk *box* pertama di 3D *Model* sebesar 669,85927 kg atau 670 kg, sedangkan pada konsisi sebenarnya sekitar 700 kg. Massa untuk *box* kedua di 3D *Model* sebesar 427,05646 kg atau 427 kg, sedangkan pada kondisi sebenarnya sekitar 415 kg. Oleh karena itu, 3D *Model* tersebut dapat digunakan sebagai model untuk analisis simulasi pada *software* ANSYS Workbench.

#### 3.2.4. *Import File ke ANSYS*

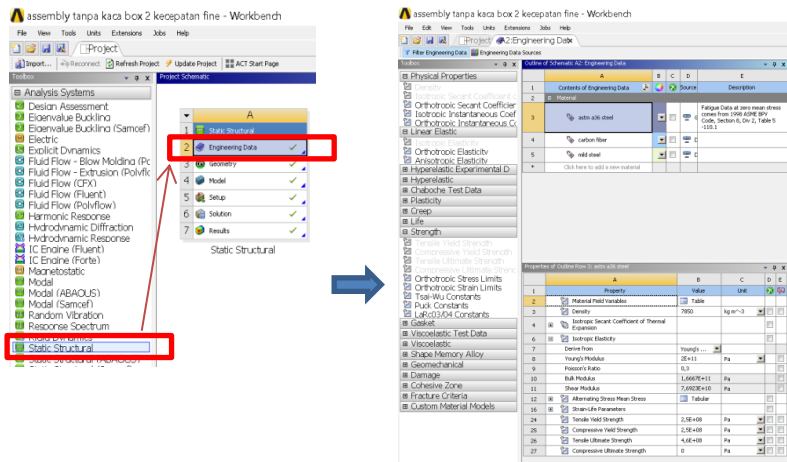
File dalam bentuk Solidwork di konversi menjadi file *parasolid* agar dapat dibaca oleh *software* ANSYS seperti tampak pada gambar 3.11 dibawah ini.



Gambar 3. 12 Format konversi dari Solidwork menjadi file STEP  
(sumber : dokumentasi pribadi)

### 3.2.5. Input data dan material properties

Pada tahap ini rancangan model untuk kedua objek yang telah dikonversi menjadi file STEP dianalisis menggunakan *Software ANSYS Workbench 18.0* dengan memasukkan data input berupa *material properties* seperti tampak pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 13 Tampilan jendela *Static Structural Engineering Data* pada *Software ANSYS Workbench 18.0* (sumber : dokumentasi pribadi)

### 3.2.6. Proses meshing

Penggunaan jenis *meshing* adalah dengan metode *hexa* untuk didapatkan hasil yang akurat. Terdapat beberapa jenis

*mesh*, yaitu *solid mesh* , *shell mesh* dan *beam mesh*. Pemilihan jenis *mesh* bergantung pada tingkat ketelitian/keakuratan yang diinginkan. Elemen yang dianalisis dengan menggunakan *solid mesh* akan memperoleh hasil yang lebih akurat. Namun penggunaan jenis *solid mesh* membutuhkan waktu perhitungan yang lebih lama. Sehingga sebagai alternatif pilihan pada elemen dengan konstruksi yang lebih kompleks sering digunakan jenis *shell mesh* karena perhitungan yang dilakukan membutuhkan waktu yang lebih singkat.

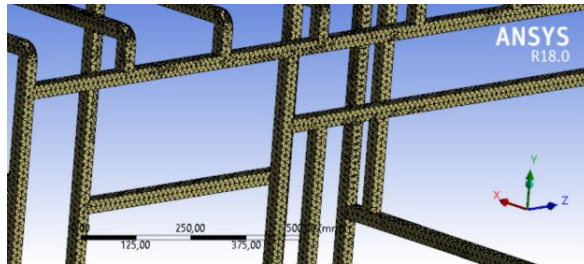
Dalam penelitian ini digunakan jenis *solid mesh* karena konstruksi dan penampang permukaan setiap komponen struktur tidak begitu kompleks. Penentuan besarnya ukuran *meshing* menggunakan 3 variasi ukuran, yaitu *coarse*, *medium*, dan *fine*. Untuk memilih jenis ukuran yang sesuai dapat dibandingkan pada hasil tegangan *von misses* maksimum dengan ukuran *meshing* yang telah ditentukan. Penentuan parameter *meshing* yang akan digunakan dilakukan uji coba pada objek *box* kedua saat mengalami kondisi kecepatan konstan.

Tabel 3. 4 Pemilihan *Meshing* dan Hasil Tegangan Von Misses  
(sumber : dokumentasi pribadi)

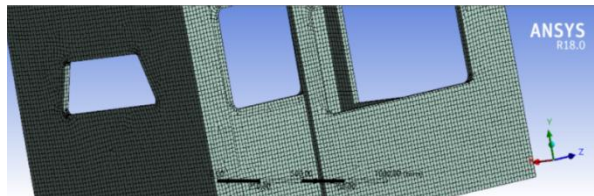
Jenis <i>Meshing</i>	Jumlah Node	Jumlah Elemen	Tegangan <i>von misses</i>	Waktu (min)
<i>Fine</i>	801154	281260	228,256 Mpa	56
<i>Medium</i>	796590	279854	228,818 Mpa	62
<i>Coarse</i>	796027	279421	228,764 Mpa	41

Berdasarkan data hasil tabel *meshing* pada tabel 3.3., tampak bahwa nilai tegangan ekuivalen pada tiap *meshing* menghasilkan nilai yang berbeda. Untuk mendapatkan hasil simulasi yang lebih akurat biasanya digunakan ukuran jenis *meshing fine*, dan dengan melihat waktu yang dibutuhkan untuk *meshing fine* tidak memiliki perbedaan yang jauh dari jenis

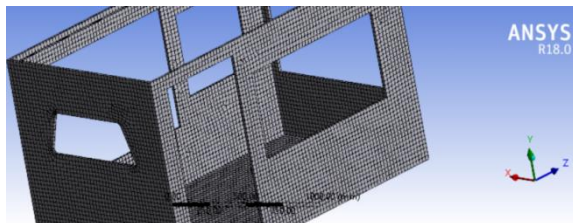
*meshing* lainnya. Sehingga dipilih jenis ukuran *meshing fine* untuk semua simulasi.



(a)



(b)



(c)

Gambar 3. 14 *Meshing* pada kerangka (a), bagian luar *box* (b), dan bagian dalam *box* (c) (*sumber : dokumentasi pribadi*)

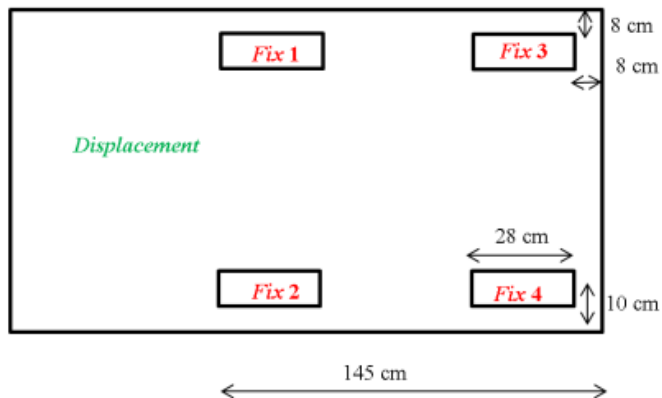
### 3.2.7. Pemberian beban

Beban di *input* secara terpisah dengan menggunakan empat kondisi, yaitu saat kendaraan dikendarai dengan kecepatan konstan, mengalami percepatan dari kondisi diam, perlambatan saat pengereman, dan berbelok. Sehingga akan dilakukan empat kali simulasi. Beban yang dimasukkan di dalam

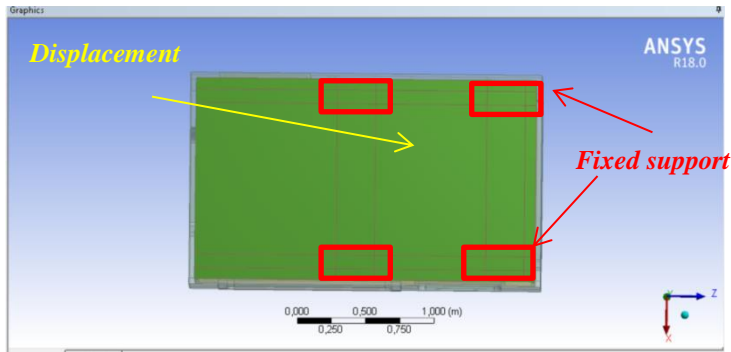
*Modelling ANSYS Workbench 18.0* adalah beban vertikal, beban inersia dan beban *drag*. Beban reaksi akan menjadi keluaran dari hasil simulasi.

### 3.2.8. Kondisi batas (*boundary condition*)

Kondisi batas pada permodelan adalah *fixed support* yang berasal dari sistem *clamping* dan *displacement* pada area permukaan bawah *box*. Lokasi *fixed support* berada di bagian bawah *box* dan terhubung ke bodi mobil. Posisi *fixed support* tampak seperti pada gambar 3.14. dan 3.15. Dalam menentukan posisi kondisi batas digunakan sub bagian pada ANSYS Workbench, yaitu *Geometry Design Modeller*. Untuk kondisi batas *displacement* diletakkan pada area selain *fixed support* seperti tampak pada gambar 3.13. dan 3.14.



Gambar 3. 15 Posisi kondisi batas pada bagian bawah *box*  
(sumber : dokumentasi pribadi)



Gambar 3. 16 Posisi kondisi batas pada *Geometry Design Modeller* (sumber : *dokumentasi pribadi*)

### 3.2.9. *Solution control*

Pada penelitian *box* pertama dan kedua mobil pedesaan, hal-hal yang akan dianalisis adalah tegangan *von misses* dan *deformation*. Kedua parameter ini di masukkan kedalam kolom *solution* sebelum simulasi dimulai. Pada bagian solusi juga ditambahkan *reaction force* sebagai hasil dari *input* kondisi batas.

### 3.2.10. *Simulasi*

Simulasi dengan *software* ANSYS yang dilakukan ada empat tahap bergantung pada kondisi pembebanan pada *box*. Analisis simulasi untuk mendapatkan data hasil yang diinginkan di lakukan pada ANSYS *Workbench* bagian *Modelling*. Hasil simulasi didapatkan dengan melakukan *running* di bagian *solving*.

### 3.2.11. *Uji konvergensi (convergent test)*

Salah satu jenis pengujian untuk mengetahui berapa jumlah nodal yang sesuai dalam *meshing* adalah *convergent test*. Proses *meshing* di *software* ANSYS bertujuan untuk mengubah 3D *Model* menjadi elemen-elemen kecil yang terbatas (*finite element*). Dalam pemodelan elemen hingga, hasil akurat dapat diperoleh dari ukuran elemen yang semakin kecil dan memiliki jumlah noda yang banyak atau sering disebut *refinement*. Namun, ketika hal tersebut dilakukan maka waktu komputasi akan semakin meningkat. Sehingga dibutuhkan keseimbangan akurasi

dengan hasil komputasi. Salah satu caranya adalah *convergent test*. (Autodesk.Support, 2015)

*Convergent test* hanya dilakukan pada daerah yang mengalami tegangan maksimal. Hal ini guna mengefisienkan waktu. Cara untuk melakukan *convergent test* adalah sebagai berikut : (Autodesk.Support, 2015)

1. Membuat *mesh* menggunakan suatu jumlah elemen dan menganalisis modelnya.
2. Melakukan *mesh* ulang dengan proses *refinement* pada area dengan tegangan maksimal, analisis ulang, dan bandingkan hasilnya dengan *mesh* sebelumnya.

Dengan proses *refinement* diharapkan akan tercapai konvergensi dengan persen *error* yang dapat ditoleransi. Proses ini akan diuji pada setiap penambahannya hingga dianggap konvergen. Proses *refinement* ini mempunyai tiga tingkatan. Secara keseluruhan, *convergent test* memiliki empat variasi jumlah elemen, satu tanpa *refinement* dan tiga dengan *refinement*. *Meshing* sudah dapat dikatakan konvergen apabila perbedaan nilai tegangan maksimal dengan *meshing* setelahnya kurang dari 5%. (Cook, 1976)

Selain dengan menggunakan cara manual seperti telah dijelaskan diatas, *convergent test* dapat dilakukan secara otomatis dengan menggunakan *convergent tool* yang telah disediakan oleh ANSYS *Modelling*. Namun *tool* ini hanya dapat digunakan untuk model yang memiliki satu jenis *meshing*.

### **3.2.12. Hasil *equivalent stress*, *deformation*, dan *safety factor***

Pada simulasi akan diperoleh dua nilai, yaitu *equivalent stress* dan *deformation* untuk keempat jenis simulasi. Nilai *safety factor* didapatkan dengan menggunakan persamaan (20).

### **3.2.13. Verifikasi hasil analisis**

Verifikasi hasil analisis dilakukan dalam bentuk perbandingan hasil *reaction force* dan hasil simulasi dengan perhitungan manual. Perhitungan yang akan dilakukan berdasarkan *Free Body Diagram* dari *box* yang akan disederhanakan. Hasil perhitungan manual dengan ANSYS telah



dibuktikan dengan menggunakan permodelan sederhana pada kondisi percepatan. Sebagai contoh dapat dilihat pembuktiannya pada lampiran.

#### **3.2.14. Evaluasi perbandingan *box* pertama dan kedua**

Keempat hasil berdasarkan empat kondisi dalam simulasi kemudian dibandingkan antara *box* pertama dan kedua untuk melihat perbedaan kekuatan pada kedua *box* akibat perbedaan material.

#### **3.2.15. *Re-design box* ketiga**

Hal ini dilakukan guna mendapatkan rancangan baru untuk *box* selanjutnya dengan mempertimbangkan rancangan dan hasil dari desain *prototype box* pertama dan kedua agar didapatkan desain yang lebih optimal.

### **3.3. Hipotesis Hasil Analisis**

#### **3.3.1. Hipotesis tiga bagian *box* sebagai variabel untuk mengurangi berat**

Salah satu faktor yang dapat digunakan sebagai variabel untuk mengurangi berat *box* adalah massa tiap bagian-bagian dari *box*. Secara sederhana *box* mobil *pick up* multiguna pedesaan terdiri dari 3 bagian utama, yaitu bagian luar, kerangka dan bagian dalam. Seperti yang diketahui bahwa desain *prototype box* kedua merupakan desain hasil penurunan massa pada bagian luarnya dengan penggantian material. Hal ini dikarenakan bagian luar pada desain pertama memiliki persentase massa terbesar dibandingkan massa lainnya. Hal ini tampak seperti yang tertulis di tabel 3.3.

Dalam melakukan hipotesis untuk mengetahui bagian mana yang akan dikurangi beratnya adalah berdasarkan desain *prototype box* kedua. Untuk menentukan bagian mana dari *box* yang akan dikurangi maka dilakukan perlu diketahui terlebih dahulu besarnya persentase massa setiap bagian utama *box* pada desain kedua. Jika dilihat dari tabel 3.3. maka massa terbesar berada pada bagian dalam *box*, sebesar 147,89098 kg atau 33,08 % dari massa total *box*. Namun tidak hanya bagian dalam saja yang menjadi variabel untuk pengurangan berat *box* karena massa

kerangka tidak jauh berbeda dengan bagian dalam, yaitu sebesar 162,55772 kg atau 36,36 %. Oleh karena terdapat dua bagian dari *box* yang memiliki persentase besar terhadap pengaruh berat *box*, maka kedua bagian tersebut yang akan menjadi variabel untuk mengurangi berat *box*. Sehingga dalam hipotesis ini, *re-design prototype box* ketiga akan berfokus pada bagian dalam *box* dan kerangka *box* untuk mengurangi berat *box*.

### **3.3.2. Hipotesis empat kondisi analisis sebagai variabel untuk tegangan *von misses* terbesar**

Dalam menganalisis suatu desain struktur perlu diketahui kemungkinan beban terburuk atau paling merusak yang akan diterima oleh struktur suatu kendaraan. Hal ini guna memastikan bahwa struktur akan aman dan tidak gagal jika mengalami *overload* sesaat. Salah satu cara untuk mengetahui beban terburuk yang terjadi adalah dari besarnya tegangan *von misses* maksimum yang dapat dihasilkan. Berdasarkan empat kondisi yang akan disimulasikan pada model 3D *box* mobil multiguna pedesaan, yaitu kecepatan konstan, percepatan, pengereman dan belok, dapat dilakukan sebuah hipotesis untuk menyatakan kondisi mana yang akan mengalami tegangan *von misses* terbesar. Cara yang digunakan adalah dengan membandingkan besarnya beban-beban yang terjadi di setiap kondisi. Semakin besar beban yang dialami pada suatu kondisi, maka akan semakin besar efek yang akan diberikan, yaitu meningkatkan tegangan *von misses*. Sehingga untuk melakukan hipotesis dibutuhkan pemilihan kondisi yang mengalami kondisi pembebanan terbesar. Hal ini dapat dilihat dari penjelasan dibawah ini sebagai berikut :

- a) Kondisi kecepatan konstan. Pada kondisi ini besar beban yang terjadi adalah akibat gaya *drag*, beban vertikal dan gaya reaksi.
- b) Kondisi percepatan. Pada kondisi ini terdapat empat beban, yaitu akibat gaya *drag*, gaya reaksi, beban vertikal dan gaya inersia. Besarnya beban akibat gaya *drag* dan beban vertikal akan sama dengan pada kondisi kecepatan konstan. Sedangkan

untuk gaya inersia dipengaruhi besar percepatan yang terjadi. Semakin besar percepatan maka gaya inersia yang terjadi juga akan semakin besar.

- c) Kondisi pengereman. Pada kondisi ini terdapat empat beban, yaitu akibat gaya *drag*, gaya reaksi, beban vertikal dan gaya inersia. Besarnya beban akibat gaya *drag* dan beban vertikal akan sama dengan pada kondisi kecepatan konstan. Sedangkan untuk gaya inersia dipengaruhi besar perlambatan yang terjadi. Semakin besar perlambatan maka gaya inersia yang terjadi juga akan semakin besar.
- d) Kondisi belok. Pada kondisi ini terdapat empat beban, yaitu akibat gaya *drag*, gaya reaksi, beban vertikal dan gaya lateral. Besarnya beban akibat gaya *drag* dan beban vertikal akan sama dengan pada kondisi kecepatan konstan. Sedangkan untuk gaya lateral dipengaruhi besar percepatan sentrifugal yang terjadi. Semakin besar percepatan sentrifugal maka gaya lateral yang terjadi juga akan semakin besar.

Dengan melihat keempat kondisi diatas, kita dapat menentukan bahwa beban maksimum akan terjadi pada kondisi percepatan atau pengereman atau belok. Karena pada kondisi kecepatan konstan tidak ada beban akibat gaya inersia. Pada kondisi pengereman dan percepatan menggunakan perumusan yang sama untuk mencari besarnya gaya inersia. Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan dapat diketahui bahwa besarnya perlambatan lebih besar dibandingkan percepatan pada kedua jenis desain *prototype box* mobil multiguna pedesaan. Sehingga kita dapat mengeliminasi percepatan sebagai penyebab terjadinya tegangan *von misses* terbesar. Dengan demikian dapat disimpulkan terdapat dua kemungkinan kondisi yang akan mengalami tegangan *von misses* terbesar, yaitu kondisi pengereman dan kondisi belok.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1. Analisis Pembebanan terhadap Box Pertama**

Pembebanan yang dialami oleh *box* pertama sesuai dengan hipotesis yang dilakukan di bab III sebelumnya. Dalam hipotesis tersebut menyatakan bahwa pembebanan paling besar hanya akan terjadi pada kondisi pengereman atau belok. Hal ini disebabkan karena adanya penambahan beban dari gaya inersia akibat pengereman dan gaya lateral akibat belok dimana nilai keduanya memiliki pengaruh cukup besar. Sehingga pada penelitian ini tidak ditindaklanjuti analisis pada kondisi kecepatan konstan dan percepatan.

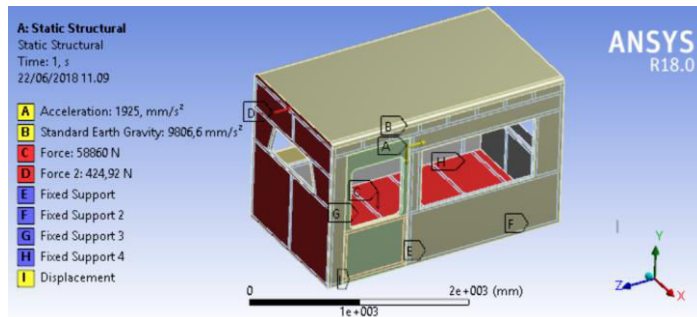
Dengan melakukan analisis dengan kondisi pembebanan terbesar daripada kondisi lainnya dapat diketahui seberapa besar kekuatan desain *box* dalam menerima beban tersebut. Untuk mengetahui besar kekuatannya dapat dilihat dari respon yang dihasilkan, yaitu tegangan *von mises*. Tegangan ini akan menjadi referensi untuk mengetahui besarnya *safety factor* yang dimiliki oleh suatu desain.

Pemakaian dua jenis kondisi saja sebagai variabel dalam analisis selain untuk mengetahui kekuatan *box* juga untuk mengefisiensikan waktu. Dengan mengurangi jumlah variabel kondisi dalam analisis, maka jumlah simulasi yang dilakukan akan berkurang. Oleh karena itu, analisis dengan simulasi pada *box* pertama hanya dilakukan pada kondisi pengereman dan belok.

##### **4.1.1. Analisis beban pengereman**

Tujuan dari simulasi di ANSYS pada penelitian ini adalah untuk mendapatkan nilai tegangan *von mises* dan deformasi maksimum. Nilai tegangan *von mises* ini akan digunakan sebagai acuan untuk mengetahui tingkat kekuatan desain *box*. Hasil tegangan *von mises* dan deformasi maksimum akan diperoleh melalui *solution control tool* pada ANSYS. Pembebanan yang

dilakukan menggunakan beban muatan penuh sebesar 58860 N diletakkan di bagian alas *box*. Beban akibat gaya inersia pengereman menggunakan input dengan perlambatan sebesar 1,925 m/s. Adapun gaya gravitasi sebesar  $9,8 \text{ m/s}^2$  dan gaya drag yang diberikan sebesar 424,92 N di seluruh area permukaan bagian depan *box* luar. *Boundary condition* hanya berada di bagian bawah *box* berupa *fixed support* dan *displacement*. Semua pembebanan tampak seperti di gambar 4.1.

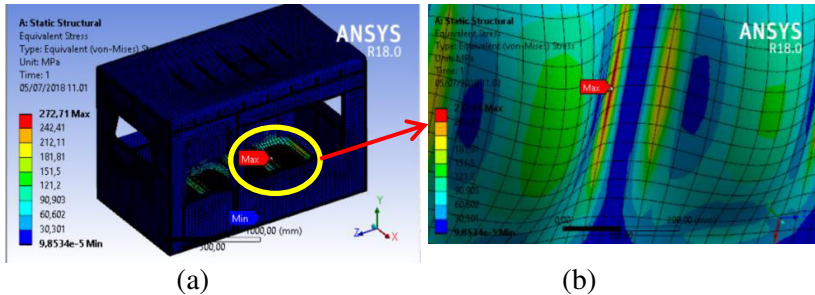


Gambar 4. 1 *Solution control* di ANSYS

#### 4.1.1.1. Hasil tegangan *von misses* pada *box* pertama

Gambar 4.2. merupakan gambaran hasil analisis mengenai bagian *box* yang mengalami tegangan *von misses* maksimum. Hasil dari analisis menunjukkan bahwa besar tegangan *von misses* sebesar 272,71 Mpa. Tegangan tersebut berada di alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang berdekatan dengan sisi kerangka dibawahnya. Kontak yang terjadi antara kedua bagian menimbulkan tegangan sebagai reaksi dari muatan di atas dan adanya penahan berupa kerangka di bagian bawah. Besarnya tegangan di area tersebut menjadi maksimum disebabkan karena beban muatan penuh yang sangat besar mencapai 58860 N, sehingga tegangan terfokus pada area tersebut. Dari seluruh area alas yang ditopang oleh kerangka, tegangan paling maksimal berada di area bagian belakang. Hal ini

disebabkan ketika mobil *box* mengalami pengereman, beban muatan di area belakang *box* cenderung ke depan.



Gambar 4. 2 Tegangan *von misses* pengereman *box* pertama dengan muatan saat *body box* utuh (a), tampilan detail dari lokasi tegangan *von misses* maksimum (b).

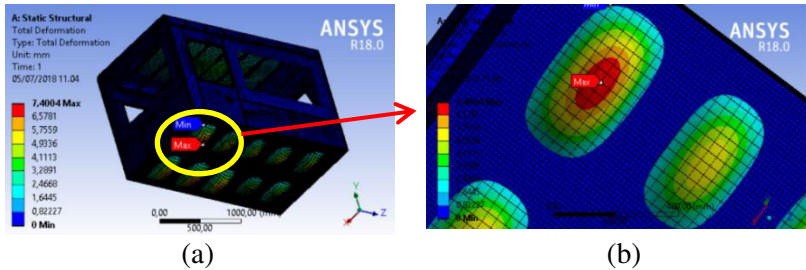
Jika dilihat dengan seksama pada gambar 4.2. pengaruh beban lainnya menjadi tidak terlalu tampak, sehingga tidak diketahui besar pengaruh dari beban lainnya. Untuk melihat kekuatan *box* akibat beban lain perlu dilakukan analisis tanpa beban muatan penuh yang akan dibahas lebih lanjut di bagian bawah sub bab 4.1.1.5.

#### 4.1.1.2. Hasil deformasi maksimum pada *box* pertama

Pada gambar 4.4. menunjukkan besar deformasi maksimum yang terjadi pada saat dilakukan pembebanan pengereman. Deformasi maksimal terjadi sebesar 7,4004 mm pada alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang tidak mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya bahkan cenderung berada paling jauh dari kerangka. Akibat tidak adanya kerangka yang menahan bagian tersebut dan beban muatan yang diberikan sangat besar mengakibatkan terjadi deformasi yang cukup besar. Pada gambar diatas tergambar dengan jelas cekungan akibat deformasi dengan perbesaran skala 22 kali (*auto scale*) lebih besar dari kondisi sebenarnya oleh ANSYS. Semua cekungan akibat deformasi yang terjadi berada



pada bagian yang tidak ditahan oleh kerangka atau kosong. Untuk melihat lebih jelas bentuk kerangka yang menahan bagian bawah *box* dalam ada di gambar 4.4.



Gambar 4. 3 Deformasi total pengereman *body box* pertama secara utuh dengan muatan dengan skala 22 kali (a), tampilan detail dari deformasi maksimum (b).



Gambar 4. 4 Potongan bagian kerangka bawah

Hasil analisis berupa tegangan *von mises* dan deformasi maksimum yang dihasilkan di atas adalah hasil yang didapatkan saat simulasi awal dilakukan. Hasil tersebut belum merupakan hasil akhir karena belum dilakukan tes konvergensi untuk mengetahui apakah hasil tersebut sudah benar atau belum. Tes konvergensi yang dilakukan adalah dengan cara manual, yaitu melakukan *refinement* pada bagian *box* yang mengalami tegangan *von mises* terbesar. Dalam hal ini yang dimaksudkan adalah bagian bawah *box* dalam.

#### 4.1.1.3. Hasil tes konvergensi pada *box* pertama

Jumlah percobaan yang dilakukan dalam tes konvergensi dapat bervariasi bergantung dari hasil yang didapatkan. Jika hasil yang didapatkan sudah memiliki delta persentase berupa *error* kurang dari sama dengan 5%, maka percobaan dapat dihentikan dan hasil akhir dapat diperoleh. Tingkat *refinement* yang dilakukan juga tidak ada batasan, dalam kasus ini, dilakukan *refinement* dengan mengganti ukuran *meshing* pada bagian bawah *box* dalam yang semula 35 mm menjadi 30, 20, 15 dan 10 mm. Pemilihan ukuran ini dilakukan secara acak atau *random* dengan mempertimbangkan kondisi kemampuan proses perangkat keras yang digunakan. Setelah dilakukan tes konvergensi didapatkan hasil seperti pada tabel 4.1. Pada perhitungan delta persentase *error* diperoleh dari persamaan berikut ini.

$$\Delta\% = \frac{P_{n+1} - P_n}{P_n} \cdot 100 \quad \dots\dots\dots (21)$$

\*jika nilai tegangan pada n+1 lebih besar dari n

$$\Delta\% = \frac{P_n - P_{n+1}}{P_{n+1}} \cdot 100 \quad \dots\dots\dots (22)$$

\*jika nilai tegangan pada n+1 lebih kecil dari n

Dimana :

$\Delta\%$  : Delta persentase *error* (%)

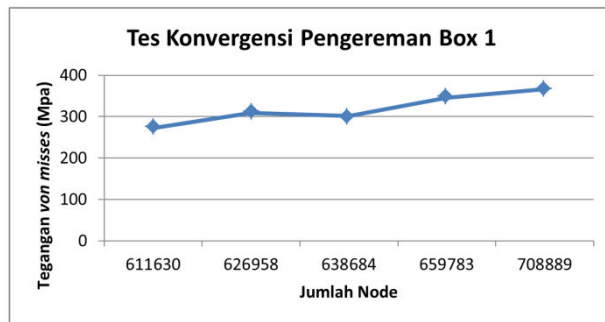
$P_n$  : Tegangan *von misses* ke n

$P_{n+1}$  : Tegangan *von misses* ke n+1

Persamaan (21) dan (22) berlaku untuk semua perhitungan delta persentase *error* di setiap simulasi.

Tabel 4. 1 Hasil Tes Konvergensi pada Pengujian Pengereman *Box* Pertama dengan Muatan.

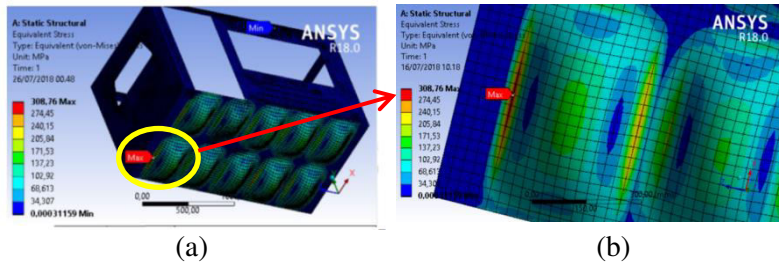
No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	611630	220923	272,71	7,4004	0
2	626958	226751	308,76	7,9386	13,21917055
3	638684	228613	301,63	7,313	2,363823227
4	659783	232720	345,87	7,9408	14,6669761
5	708889	241931	366,56	8,0008	5,982016365



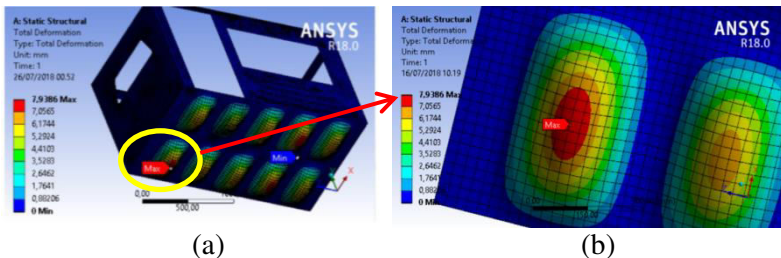
Gambar 4. 5 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* pertama mengalami pengereman

Pada gambar 4.5. terlihat bahwa grafik mengalami peningkatan terus menerus seiring bertambahnya jumlah node. Penambahan jumlah node ini bermakna bahwa terjadi *refinement* pada area yang memiliki tegangan *von mises* maksimum. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasilnya seperti pada gambar 4.2. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak empat kali percobaan didapatkan *error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 13,22%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 2,36%. Nilai ini sudah dapat dikatakan

konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan muatan penuh yang diambil adalah pada percobaan ketiga, yaitu tegangan *von mises* sebesar 308,76 Mpa dengan deformasi maksimum 7,9386 mm.



Gambar 4. 6 Hasil tegangan *von mises* hasil *refinement* tes konvergensi yang terpilih pada *part box* bagian dalam (a), tampilan detail tegangan *von mises* maksimum yang terjadi (b).



Gambar 4. 7 Hasil deformasi total dengan *refinement* pada tes konvergensi yang terpilih pada *part box* bagian dalam (a), tampilan detail deformasi maksimum yang terjadi (b).

#### 4.1.1.4. Nilai *safety factor* pada *box* pertama

Tegangan *von mises* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi ANSYS tampak pada gambar 4.6. dengan tampilan skala 20 kali lebih besar dari kondisi sebenarnya. Sedangkan untuk deformasi maksimum hasil konvergensi tampak pada gambar 4.7. dengan skala perbesaran yang sama, yaitu 20. Tegangan *von mises* yang diperoleh dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box*

pertama untuk kondisi beban muatan penuh. Dengan menggunakan persamaan (20) di bab 2, yaitu membandingkan nilai tegangan *yield* dari material *box* bagian dalam dengan tegangan kerja maksimum diperoleh nilai *safety factor* pada desain *box* pertama. Nilai yang dibandingkan adalah *yield* dari material karena tegangan *von misses* maksimum terjadi pada material *mild steel* yang bersifat *ductile*. Material *box* bagian dalam memiliki nilai tegangan *yield* sebesar 220,594 Mpa. Berikut dibawah ini adalah perhitungan *safety factor* pada *box* pertama.

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{366,56} = 0,6$$

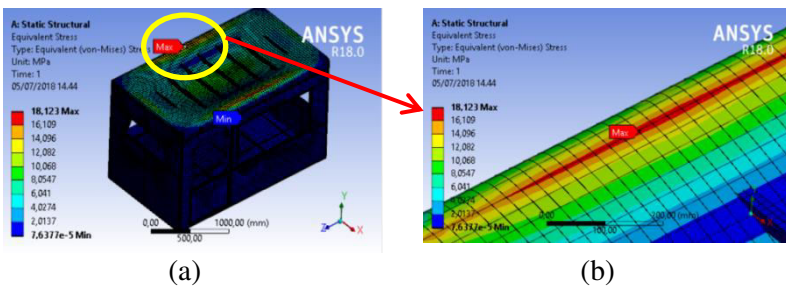
Nilai *safety factor* yang diperoleh sangat rendah bahkan dibawah angka 1. Nilai ini jauh dari standar *safety factor* dapat dikatakan aman. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa standar *safety factor* yang baik dan menjadi standar dalam skala industri adalah 2 hingga 3. Penyebab nilai *safety factor* yang rendah tidak lain dikarenakan oleh beban muatan penuh yang sangat besar, yaitu 58860 N dalam kondisi dinamis atau setara 2780 kg. Beban muatan tersebut tersebar merata keseluruh permukaan bagian dalam *box* dan menyebabkan pengaruh dari beban lainnya tidak tampak. Sehingga dihasilkan tegangan sangat besar melebihi besar tegangan *yield* material. Oleh karena itu, untuk mengetahui besar pengaruh beban lainnya dengan *boundary condition* yang sama dilakukan pengujian tanpa muatan beserta tes konvergensi.

Pada penelitian sebelumnya terkait analisis suspensi mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological* diketahui bahwa besar pengereman dan percepatan maksimum yang digunakan adalah 7,3575 m/s<sup>2</sup>. Nilai ini berbeda dengan yang digunakan pada penelitian kali ini. Namun, meski terjadi perbedaan tersebut, hal ini tidak mempengaruhi hasil akhir dari tegangan *von misses* maksimum. Karena besarnya beban akibat muatan tetap lebih besar dibandingkan beban akibat gaya inersia. Nilai *safety factor* yang

dihasilkan akan tetap sama. Sehingga tidak perlu dilakukan simulasi ulang menggunakan data sebelumnya. Kondisi ini juga berlaku untuk *box* kedua.

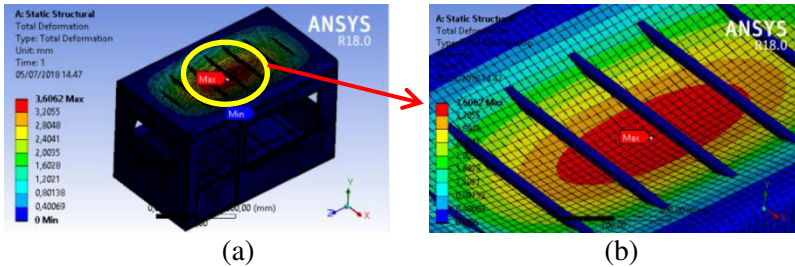
#### 4.1.1.5. Analisis tanpa muatan pada *box* pertama

Analisis tanpa muatan dilakukan dengan tahapan yang sama seperti dengan kondisi muatan penuh hanya saja pada bagian *solution control tool* di ANSYS, beban muatan penuh dihapuskan. Hasil analisis tanpa muatan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

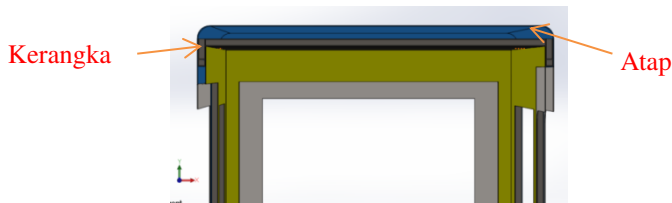


Gambar 4. 8 Tegangan *von misses* pada pengereman *box* pertama tanpa muatan pada *box body* secara utuh (a), tampilan detail tegangan *von misses* secara detail (b).

Gambar 4.8. menunjukkan hasil tegangan *von misses* pada *box* ketika tidak ada beban muatan. Berdasarkan gambar tersebut terlihat bahwa tegangan *von misses* maksimum terdapat di area atas *box* bagian luar. Tegangan ini disebabkan karena area atas tersebut tidak memiliki kontak langsung dengan kerangka. Tidak ada penopang bagian area atas tersebut seperti tampak pada gambar 4.10. Sehingga ketika ada distribusi beban gaya *drag* dari area depan *box* dan terjadi pengereman, beban tersebut biasanya dapat di tahan atau redam oleh kerangka *box*. Namun, ketika sudah mengalir ke arah atas *box*, bagian tipis tersebut menahan tanpa adanya kerangka sehingga tegangannya yang terjadi lebih maksimum dibandingkan area lainnya. Selain itu juga pengaruh dari gaya inersia akibat massa *box* yang juga mempengaruhi tegangan maksimum terjadi di area tersebut.



Gambar 4. 9 Deformasi total pada pengereman *box body* pertama secara utuh tanpa muatan dengan skala 45 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum secara detail (b).

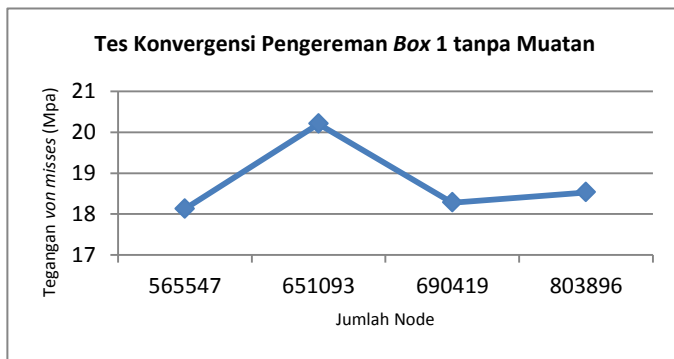


Gambar 4. 10 Penampang potongan bagian *box* tampak depan

Deformasi maksimum terjadi di area atas *box* bagian luar juga, namun pada bagian tengah. Hal ini karena bagian tengah adalah bagian paling lemah. Tidak ada penopang kerangka di bawah atap *box* yang menempel pada atap *box* sehingga ketika ada beban yang terjadi bagian tengah atap *box* akan mengalami deformasi maksimum. Deformasi ini juga merupakan salah satu penyebab tegangan maksimum berada di bagian kedua sisi atap dekat area *fillet*. Penampakan pada gambar 4.9 adalah hasil pembesaran skala sebesar 45 dari kondisi deformasi yang sebenarnya.

Tabel 4. 2 Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada *box* pertama.

No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	565547	116828	18,123	3,6062	0
2	651093	131427	20,204	3,631	11,48264636
3	690419	133118	18,279	3,7364	10,53121068
4	803896	157293	18,53	3,7359	1,373160457

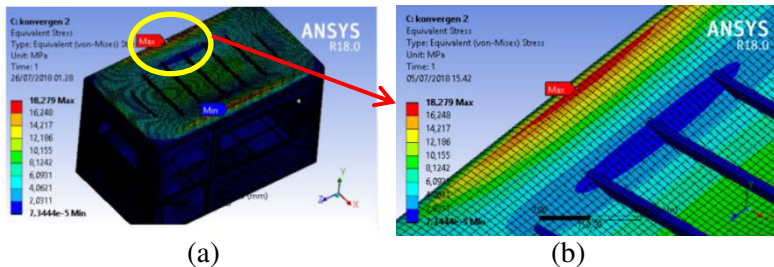


Gambar 4. 11 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* pertama tanpa muatan mengalami pengereman

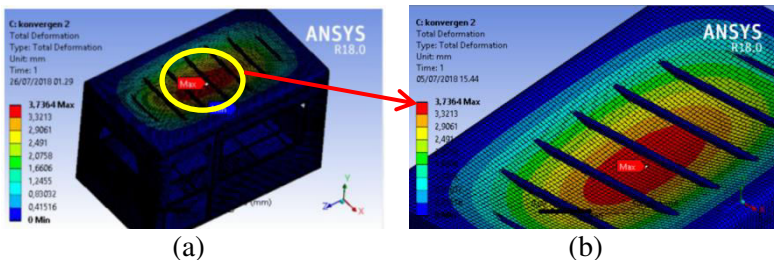
Pada gambar 4.11. terlihat grafiknya menaik pada kondisi normal ke percobaan pertama, namun kemudian turun di percobaan kedua. Hal ini terjadi karena lokasi tegangan *von mises* maksimum yang terjadi tidak berada di tempat yang sama dengan sebelumnya. Kemudian dari percobaan kedua dan ketiga terjadi kenaikan dimana lokasi tegangan *von mises* di percobaan ketiga telah kembali seperti kondisi normal. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasil nya seperti pada gambar 4.8.



Setelah dilakukan *refinement* sebanyak satu kali percobaan didapatkan persentase *delta error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 11,49%. Kemudian antara percobaan pertama dengan kedua, besar persentase *error* sebesar 10,53%. Besar persentase *delta error* dari percobaan kedua dan ketiga adalah 1,38%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%, sehingga tidak dilakukan uji coba lagi. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan tanpa muatan yang diambil adalah pada simulasi awal, yaitu tegangan *von misses* sebesar 18,279 Mpa dengan deformasi maksimum 3,7359 mm.



Gambar 4. 12 Hasil tegangan *von misses* dengan *refinement* pada hasil tes konvergensi terpilih pada *part box* bagian atas (a), tampilan detail tegangan *von misses* maksimum yang terjadi (b).



Gambar 4. 13 Hasil deformasi maksimum dengan *refinement* pada hasil tes konvergensi terpilih dengan skala 45 kali pada *part box* bagian atas (a), tampilan detail deformasi maksimum yang terjadi (b).

Terlihat pada gambar 4.12 dan 4.13 bahwa lokasi tegangan *von mises* dan deformasi maksimum yang terjadi berada di tempat yang sama, berlawanan saat kondisi dengan muatan. Tegangan *von mises* berada di atap pada sisi samping kanan dan kiri dan deformasi maksimum di area tengah atap. Pada kondisi tanpa muatan, *safety factor* pada desain *box* pertama didapatkan sebagai berikut.

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{200}{18,279} = 10,64$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh termasuk terlalu aman bahkan melebihi standar produksi manufaktur pada umumnya, yaitu 2 hingga 3. Hal ini dikarenakan tidak ada beban muatan. Fungsi analisis ini untuk mengetahui bagian mana dari *box* yang mengalami tegangan *von mises* maksimum jika tidak ada muatan dalam *box*.

Pada analisis dengan muatan diketahui bahwa meskipun gaya inersia berubah diganti dengan gaya inersia dari penelitian sebelumnya, hasil akhir tidak berubah. Hal ini berlawanan dengan saat tanpa muatan, karena tegangan *von mises* maksimum yang terjadi selain diakibatkan oleh deformasi maksimum juga karena massa dari *box* sendiri dimana hal ini juga akibat perubahan gaya inersia. Meskipun begitu, nilai *safety factor* yang dihasilkan akan turun tidak terlalu besar dan tidak akan mempengaruhi hasil sebenarnya karena kondisi yang diinginkan adalah saat dengan muatan. Akan tetapi dapat dipastikan bahwa dengan tanpa muatan desain ini masih aman. Kondisi ini juga berlaku pada analisis *box* kedua.

#### **4.1.1.6. Analisis *Kualitas meshing***

Hasil dari analisis baik dengan muatan maupun tanpa muatan seperti yang telah dijelaskan sebelumnya merupakan hasil analisis dengan tingkat kualitas *meshing* rata-rata sekitar 24%. Jika dibandingkan dengan standar kualitas *meshing* yang baik, yaitu 85%, hasil yang didapatkan untuk analisis tersebut masih jauh dari standar. Sehingga hasil yang didapatkan kurang akurat.

Hal ini terbukti dari posisi tegangan *von misses* maksimum yang terjadi tidak pada satu titik saja ketika dilakukan tes konvergensi, meskipun lokasinya berada pada area *part* yang sama.

Untuk meningkatkan kualitas *meshing* adalah dengan melakukan tes konvergensi pada tingkat *refinement* di semua *part* hingga mencapai ukuran *meshing* yang sangat kecil. Dampak yang dihasilkan mampu menaikkan kualitas *meshing* seperti pada gambar 4.14. Nilai *kualitas meshing* rata-rata yang didapatkan sekitar 56% dengan jumlah node yang juga meningkat dari 708.889 menjadi 3.555.550.

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	3,0796e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,99999
<input type="checkbox"/> Average	0,24753
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,10162
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	708889
<input type="checkbox"/> Elements	241931

(a)

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	3,0796e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,99825
<input type="checkbox"/> Average	0,56796
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,24989
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	3555550
<input type="checkbox"/> Elements	706397

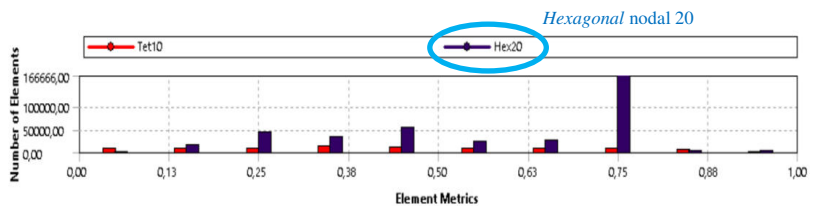
(b)

Gambar 4. 14 Tampilan informasi pada *software* ASYS mengenai detail *meshing* hasil tes konvergensi dengan muatan (a) dan hasil *refinement* mencapai kualitas *meshing* 56% (b)

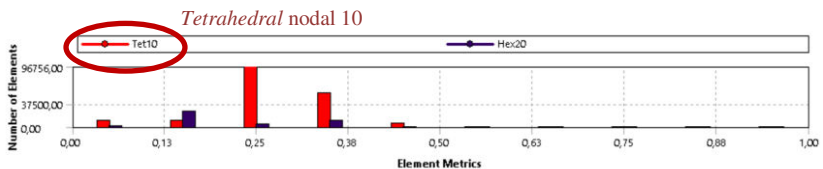
Kondisi yang terjadi setelah dilakukan *refinement* tidak hanya meningkatkan kualitas *meshing* rata-rata, namun juga merubah persentase besar bentuk *meshing* yang berbentuk struktur. Pada kualitas *meshing* 56% seperti tampak pada gambar 4.15 memperlihatkan bahwa kualitas *meshing* rata-rata sebesar 56% merupakan bentuk terstruktur *hexa (quad)*. Hal ini jelas terlihat dari grafik tersebut dengan warna ungu pada *element metrics*. Pada gambar 4.15 (b) tampak juga besar persentase tertinggi berada pada *element mterics* 0,75. Hal ini berarti jumlah

elemen *meshing* dengan bentuk *hexa* dengan kualitas satuan sebesar 75% memiliki jumlah terbanyak.

Pada gambar 4.15 juga terlihat jenis nodal elemen yang digunakan. Pada kondisi kualitas *meshing* 24% adalah dominan *tetrahedral* nodal 10. Sedangkan pada kualitas *meshing* 56% adalah dominan *hexagonal* nodal 20.



(a)

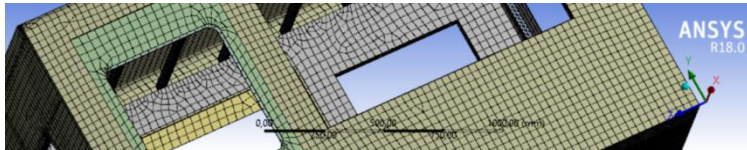


(b)

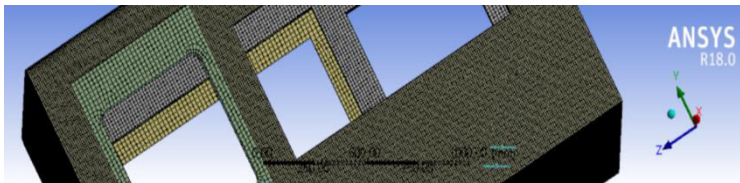
Gambar 4. 15 Grafik *element metrics* untuk kondisi kualitas *meshing* 24% (a) dan kualitas *meshing* 56% (b)

Besarnya kualitas *meshing* yang didapatkan dari *refinement* masih dibawah 85% dan untuk mencapai angka tersebut perlu dilakukan *refinement* lagi. Namun, hal ini tidak dilakukan oleh peneliti karena melihat besar jumlah node yang dihasilkan pada konsisi kualitas *meshing* sudah mencapai angka 3.555.550. Jumlah ini sangat besar dan kondisi RAM dari perangkat keras yang digunakan sudah tidak mampu melakukan analisis untuk mencari solusi. Jika menggunakan perangkat keras dengan RAM yang mencukupi tetap akan memiliki kendala, yaitu

waktu yang dibutuhkan untuk melakukan *running* solusi sangat lama. Oleh karena itu, untuk penelitian kali ini peneliti memberi batasan hanya sampai kualitas *meshing* sebesar 24%.



(a)

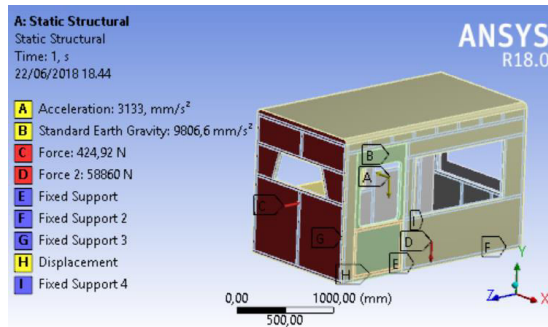


(b)

Gambar 4. 16 Tampilan secara *modelling* pada kondisi kualitas *meshing* sebesar 24% (a) dan kualitas *meshing* sebesar 56% (b)

#### 4.1.2. Analisis beban belok

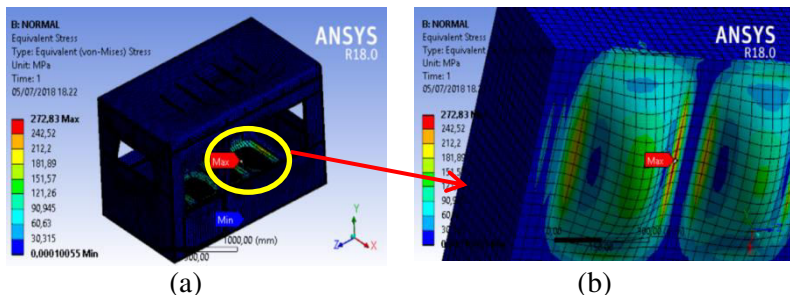
Kondisi kedua yang digunakan sebagai acuan untuk mengetahui tegangan *von mises* maksimum terjadi adalah saat mobil *box* dikendarai dengan berbelok saat kecepatan konstan. Pada kondisi ini pembebanan yang dilakukan hampir sama dengan saat kondisi pengereman. Pembebanan yang berbeda hanya pada bagian *input* beban percepatan menjadi percepatan sentripetal ke arah kanan *box*. Pembebanan kondisi belok dengan percepatan sentripetal sebesar 3,133 m/s. Hasil tegangan *von mises* dan deformasi maksimum akan diperoleh melalui *solution control tool* pada ANSYS. Gambar 4.17. menunjukkan distribusi pembebanan belok pada *box body* mobil multiguna pedesaan desain pertama.



Gambar 4. 17 *Solution control* di ANSYS

#### 4.1.2.1. Hasil tegangan *von misses* pada *box* pertama

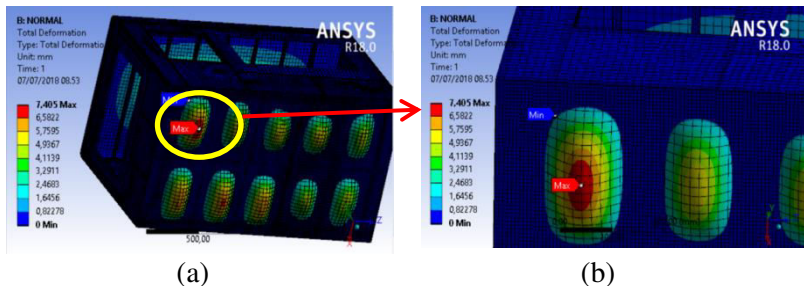
Pada gambar 4.18. adalah hasil untuk tegangan *von misses* simulasi dari analisis dalam kondisi belok tersebut. Hasil simulasi menunjukkan bahwa besar tegangan *von misses* sebesar 272,83 Mpa. Tegangan tersebut berada di alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut berdekatan dengan bagian alas *box* yang mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Besarnya tegangan di area tersebut menjadi maksimum disebabkan karenan beban muatan penuh yang sangat besar sehingga tegangan terfokus pada area tersebut. Untuk mengetahui pengaruh dari beban lainnya akan dijelaskan pada sub bab 4.1.2.5 di bawah.



Gambar 4. 18 Hasil analisis tegangan *von misses* saat beban belok pada *box body*utuh pertama (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).

#### 4.1.2.2. Hasil Deformasi maksimum pada *Box Pertama*

Gambar 4.19. menunjukkan besar deformasi maksimum yang terjadi pada saat dilakukan pembebanan pengereman. Deformasi maksimal terjadi sebesar 7,405 mm pada alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang tidak mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Hal ini sesuai dengan besarnya beban muatan penuh yang dibebankan pada area tersebut. Nilai deformasi yang terjadi hanya 7,405 mm tetapi pada gambar 4.19 tampak cekungan yang besar dikarenakan adanya penggunaan skala deformasi sebesar 22 kali dari kondisi sesungguhnya.



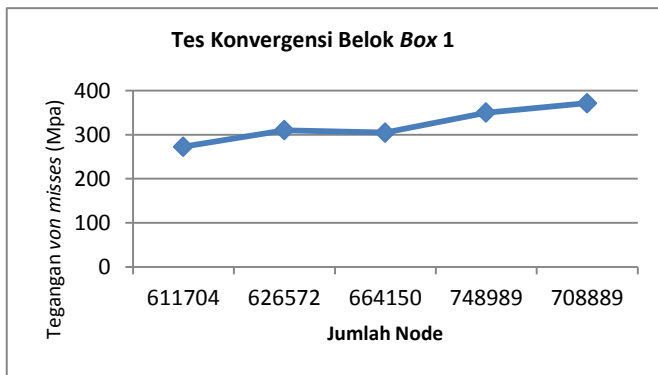
Gambar 4. 19 Deformasi maksimum belok dengan skala 22 kali pada *box body* utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

#### 4.1.2.3. Hasil tes konvergensi pada *box pertama*

Hasil analisis yang telah dilakukan adalah hasil simulasi awal sebelum dilakukan tes konvergensi. Setelah dilakukan tes konvergensi didapatkan hasil sebagai berikut.

Tabel 4. 3 Hasil Tes Konvergensi pada Pengujian Belok *Box* Pertama dengan Muatan.

No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	611704	220954	272,83	7,405	0
2	626572	221277	310,09	7,9959	13,65685592
3	664150	228777	304,87	7,447	1,712205202
4	748989	256555	350,22	7,7723	14,87519271
5	708889	241931	371,64	8,0008	6,116155559

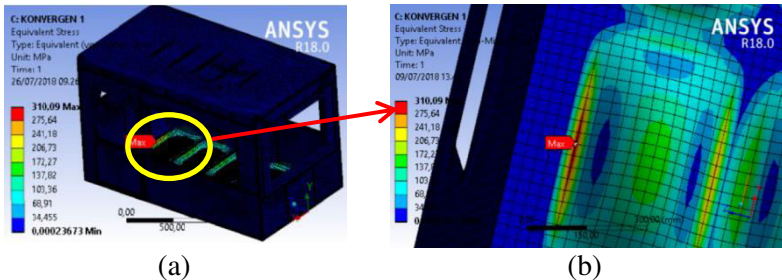


Gambar 4. 20 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* pertama mengalami belok

Pada gambar 4.20. terlihat grafiknya terus menaik seiring bertambahnya jumlah node, kecuali pada percobaan kedua. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasilnya seperti pada gambar 4.18. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak empat kali percobaan didapatkan persentase delta antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 13,66%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 1,7%. Nilai ini sudah dapat

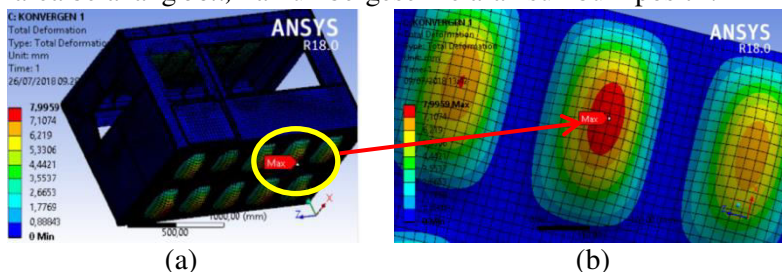


dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi belok dengan muatan penuh yang diambil adalah pada percobaan kedua, yaitu tegangan *von mises* sebesar 310,09 Mpa dengan deformasi maksimum 7,9959 mm.



Gambar 4. 21 Hasil tegangan *von mises* dengan *refinement* pada hasil tes konvergensi terpilih pada *box body* utuh (a), tampilan detail tegangan *von mises* (b).

Berdasarkan hasil analisis dari uji konvergensi didapatkan bahwa tegangan *von mises* dan deformasi maksimum yang terjadi berubah posisi, namun masih berada di *part* yang sama. Tegangan *von mises* bergeser mendekati area depan *box*, yaitu searah sumbu *z* positif. Sedangkan deformasi maksimum tetap berada di area belakang *box*, namun bergeser ke arah sumbu *x* positif.



Gambar 4. 22 Hasil deformasi maksimum dengan *refinement* pada hasil tes konvergensi terpilih.

#### 4.1.2.4. Hasil *safety factor box* pertama

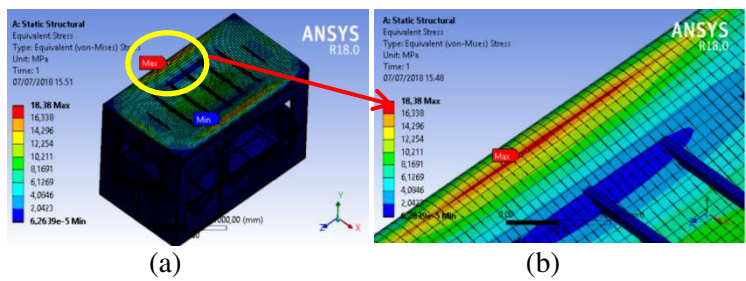
Tegangan *von mises* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* pertama untuk kondisi beban muatan penuh. Nilai *safety factor* yang diperoleh adalah sebagai berikut.

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{310,09} = 0,71$$

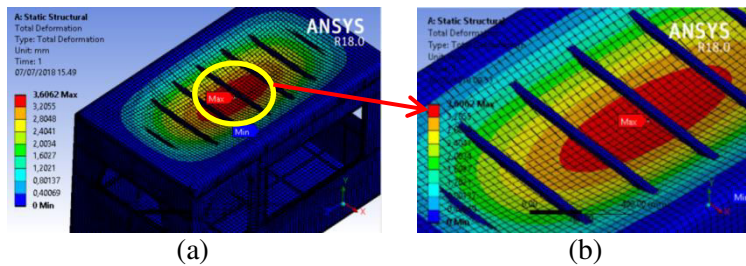
Nilai *safety factor* yang diperoleh sangat rendah bahkan dibawah angka 1. Hal ini dikarenakan beban muatan penuh yang sangat besar 58860 N dalam kondisi dinamis atau setara 2780 kg. Beban muatan tersebut tersebar merata keseluruh permukaan bagian dalam *box* dan menyebabkan pengaruh dari beban lainnya tidak tampak. Oleh karena itu, sama seperti ketika dalam kondisi pengereman, maka dilakukan pengujian tanpa muatan beserta tes konvergensinya.

#### 4.1.2.5. Hasil analisis tanpa muatan *box* pertama

Pada kondisi belok analisis yang digunakan baik dengan muatan maupun tanpa muatan sama seperti dengan saat pengereman. Hasil analisis tegangan *von mises* maksimum tampak pada gambar 4.23 dimana menunjukkan angka sebesar 18,38 Mpa. Lokasi yang didapatkan sama seperti saat pengereman, yaitu di bagian atap *box*. Deformasi maksimum yang terjadi sebesar 3,6062 mm. Gambar yang tampak di gambar 4.23 dan 4.24 mendapatkan perbesaran skala 45 kali dari sebenarnya pada area tegangan *von mises* dan deformasinya.



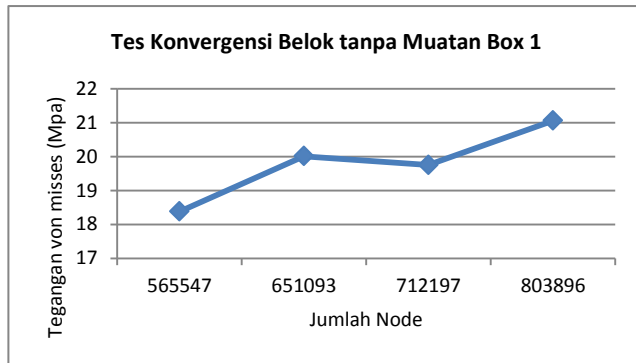
Gambar 4. 23 Tegangan *von misses* pada belok *box body* utuh pertama tanpa muatan (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).



Gambar 4. 24 Deformasi total pada pengereman *box body* utuh pertama tanpa muatan dengan skala 45 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

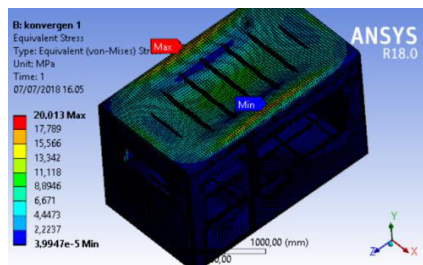
Tabel 4. 4 Hasil tes konvergensi beban belok tanpa muatan pada *box* pertama.

No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	565547	116828	18,38	3,6062	0
2	651093	131427	20,013	3,6311	8,884657236
3	712197	139424	19,754	3,7211	1,31112686
4	803896	157293	21,06	3,7457	6,611319226

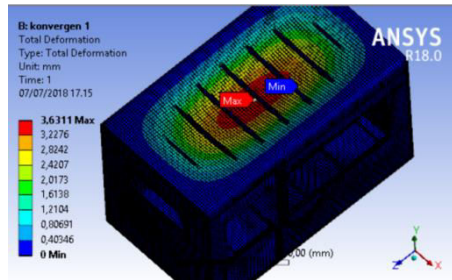


Gambar 4. 25 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* pertama tanpa muatan mengalami belok

Pada gambar 4.25. terlihat grafiknya mengalami kenaikan dan penurunan tegangan namun naik kembali. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasil nya seperti pada gambar 4.23. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak tiga kali percobaan didapatkan persentase delta *error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 8,8%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 1,3%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan tanpa muatan yang diambil adalah pada percobaan kedua, yaitu tegangan *von mises* sebesar 20,013 Mpa dengan deformasi maksimum 3,6311 mm.



Gambar 4. 26 Hasil tegangan *von mises* pada *refinement* tes konvergen terpilih



Gambar 4. 27 Hasil deformasi maksimum pada *refinement* tes konvergen terpilih

Berdasarkan gambar 4.26 dan 4.27, hasil uji konvergensi, diketahui bahwa lokasi tegangan *von misses* dan deformasi maksimum tidak berubah. Tegangan *von misses* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* pertama untuk kondisi beban muatan penuh. Pada kondisi tanpa muatan, *safety factor* pada desain *box* pertama didapatkan sebagai berikut,

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{200}{20,013} = 10$$

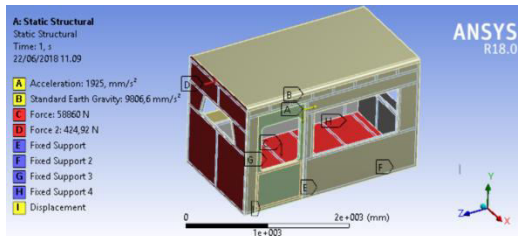
Nilai *safety factor* yang diperoleh termasuk aman bahkan jauh melebihi standar produksi manufaktur pada umumnya, yaitu 2 hingga 3. Hal ini dikarenakan tidak ada beban muatan. Fungsi analisis ini untuk mengetahui bagian mana dari *box* yang mengalami tegangan *von misses* maksimum jika tidak ada muatan dalam *box*.

#### 4.2. Analisis Pembebanan terhadap *Box* Kedua

Pembebanan yang dialami oleh *box* kedua sama seperti *box* pertama, yaitu sesuai dengan hipotesis yang dilakukan di BAB 3 dimana menunjukkan bahwa pembebanan paling besar hanya akan terjadi pada kondisi pengereman atau belok. Oleh karena itu, analisis dengan simulasi pada *box* pertama hanya dilakukan pada dua kondisi tersebut.

#### 4.2.1. Analisis beban pengereman

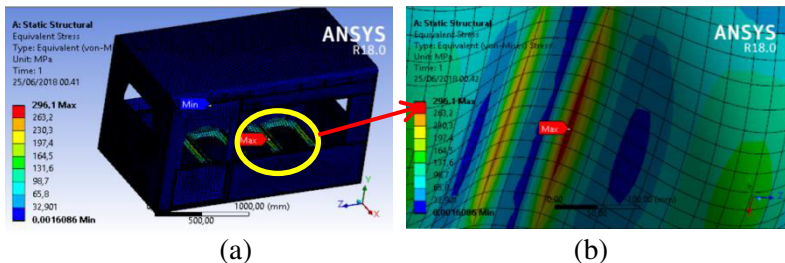
Hasil tegangan *von mises* dan deformasi maksimum akan diperoleh melalui *solution control tool* pada ANSYS. Pembebanan yang dilakukan menggunakan beban muatan penuh sebesar 58860 N pada kondisi pengereman dengan perlambatan sebesar 1,925 m/s seperti tampak pada gambar 4.28.



Gambar 4. 28 *Solution control* di ANSYS

##### 4.2.1.1. Hasil analisis tegangan *von mises* box kedua

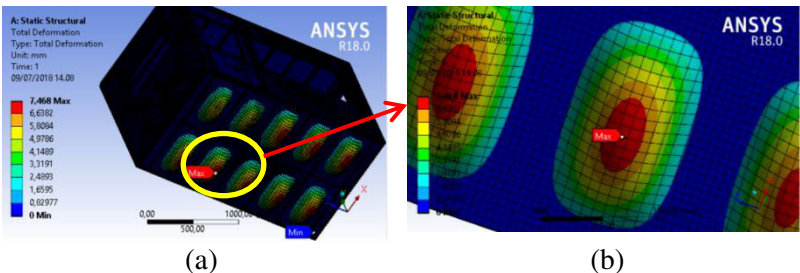
Gambar 4.29. merupakan gambaran detail mengenai bagian *box* yang mengalami tegangan *von mises* maksimum. Hasil simulasi menunjukkan bahwa besar tegangan *von mises* sebesar 296,1 Mpa. Tegangan tersebut berada di alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut yang mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Besarnya tegangan di area tersebut menjadi maksimum disebabkan karenan beban muatan penuh yang sangat besar sehingga tegangan terfokus pada area tersebut.



Gambar 4. 29 Tegangan *von mises* pengereman *box body* utuh  
(a), tampilan detail tegangan *von mises* (b).

4.2.1.2. Hasil Analisis Deformasi maksimum *Box Kedua*

Gambar 4.30. menunjukkan besar deformasi maksimum yang terjadi pada saat dilakukan pembebanan pengereman. Deformasi maksimal terjadi sebesar 7,468 mm pada alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang tidak mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Hal ini sesuai dengan besarnya beban muatan penuh yang dibebankan pada area tersebut. Penampakan cekungan pada gambar terlihat lebih besar dari kondisi sebenarnya karena adanya penggunaan skala di *software* ANSYS sebesar 22 kali.



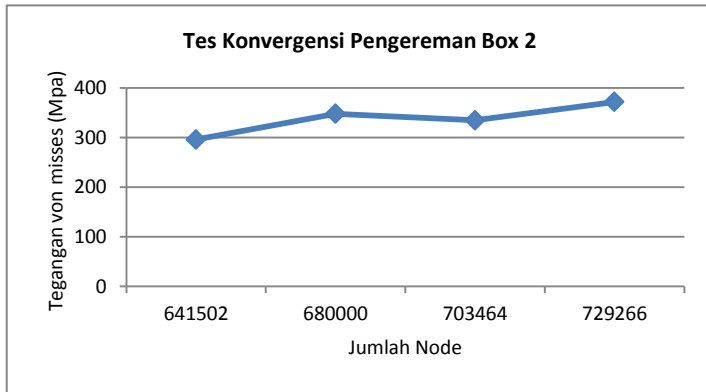
Gambar 4. 30 Deformasi maksimum pengereman dengan skala 22 kali pada *box body* utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

4.2.1.3. Hasil analisis tes konvergensi *box kedua*

Hasil analisis yang telah dilakukan adalah hasil simulasi awal sebelum dilakukan tes konvergensi. Setelah dilakukan tes konvergensi didapatkan hasil sebagai berikut.

Tabel 4. 5 Hasil tes konvergensi pada pengujian pengereman *box* kedua dengan muatan.

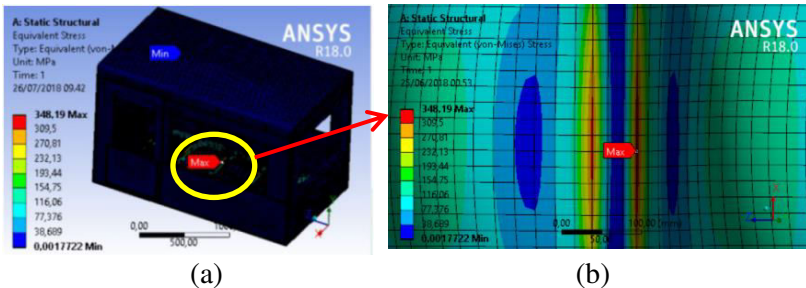
No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error(%)
1	641502	225923	296,1	7,468	0
2	680000	236957	348,19	8,0263	7,475897161
3	703464	741501	334,96	7,8889	1,741687688
4	729266	246800	371,88	8,1082	2,77985524



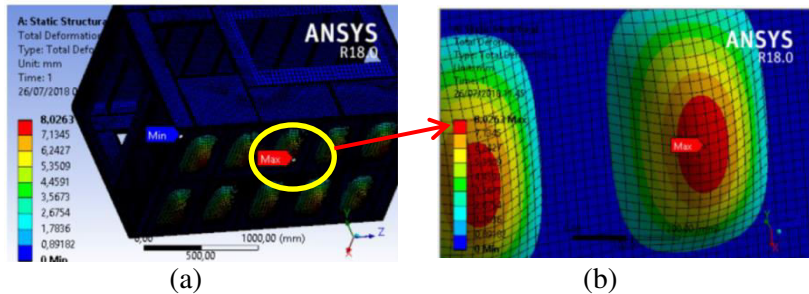
Gambar 4. 31 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von misses* dengan jumlah node saat *box* kedua mengalami pengereman

Pada gambar 4.31. terlihat grafiknya terus menaik seiring bertambahnya jumlah node kecuali di percobaan kedua sempat mengalami penurunan. Penambahan jumlah node ini bermakna bahwa terjadi *refinement* pada area yang memiliki tegangan *von misses* maksimum. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasilnya seperti pada gambar 4.29. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak empat kali percobaan didapatkan persentase delta antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 7,5%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 1,7%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan muatan penuh yang diambil adalah pada percobaan pertama, yaitu tegangan *von misses* sebesar 348,19 Mpa dengan deformasi maksimum 8,0263 mm.





Gambar 4. 32 Hasil tegangan *von misses* pada *refinement* tes konvergen terpilih pada *box body* utuh (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).



Gambar 4. 33 Hasil deformasi total pada *refinement* tes konvergen terpilih pada *box body* utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

Berdasarkan gambar 4.32 dapat terlihat bahwa dari hasil tes konvergensi, lokasi tegangan *von misses* bergeser ke arah sumbu *z* positif namun masih berada di area *part* yang sama. Sedangkan deformasi maksimum hasil tes konvergensi bergeser ke arah sumbu *x* positif dan *z* negatif.

#### 4.2.1.4. Hasil Analisis *Safety Factor* *Box* Kedua

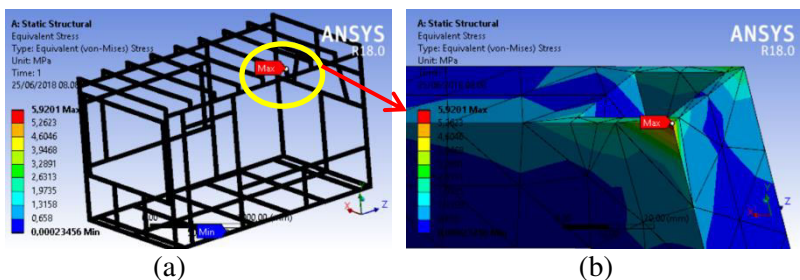
Tegangan *von misses* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* kedua untuk kondisi beban muatan penuh. Dengan menggunakan persamaan (20) di BAB 2 diperoleh,

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{348,19} = 0,635$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh sangat rendah bahkan dibawah angka 1. Hal ini dikarenakan beban muatan penuh yang sangat besar 58860 N dalam kondisi dinamis atau setara 2780 kg. Beban muatan tersebut tersebar merata keseluruh permukaan bagian dalam *box* dan menyebabkan pengaruh dari beban lainnya tidak tampak. Oleh karena itu untuk mengetahui besar pengaruh beban lainnya dengan *boundary condition* yang sama dilakukan pengujian tanpa muatan beserta tes konvergensinya. Hal ini sama seperti yang telah dilakukan pada analisis kondisi *box* pertama.

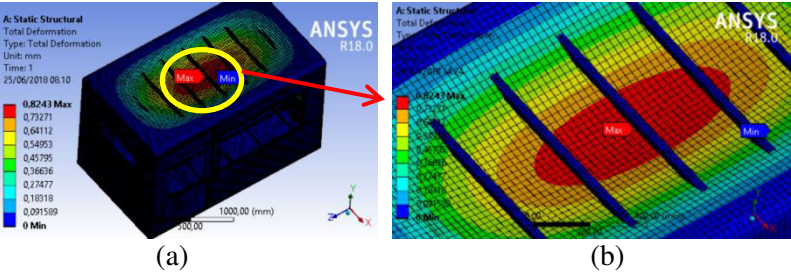
#### 4.2.1.5. Hasil Analisis Tanpa Muatan *Box* Kedua

Hasil analisis tegangan *von misses* maksimum tampak pada gambar 4.34 dimana menunjukkan angka sebesar 5,9201 Mpa. Lokasi yang didapatkan adalah pada bagian ujung kerangka atas sebelah kanan. Tegangan ini menjadi paling maksimum dikarenakan ketika adanya beban yang diberikan, bagian atap *box* yang menerima efek beban tersebut, seperti pada *box* pertama, mampu menahannya sehingga tidak terjadi tegangan maksimum. Hal ini karena perbedaan material yang digunakan. Namun akibat adanya bentuk *fillet* pada bagian atap *box* sehingga beban yang diterima atap *box* terdistribusi ke kerangka dibawahnya dan mengakibatkan kerangka atas yang bersentuhan dengan ujung *fillet* mengalami tegangan yang besar.



Gambar 4. 34 Tegangan *von misses* pada pengereman *box* kedua tanpa muatan pada kerangka *box* (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).

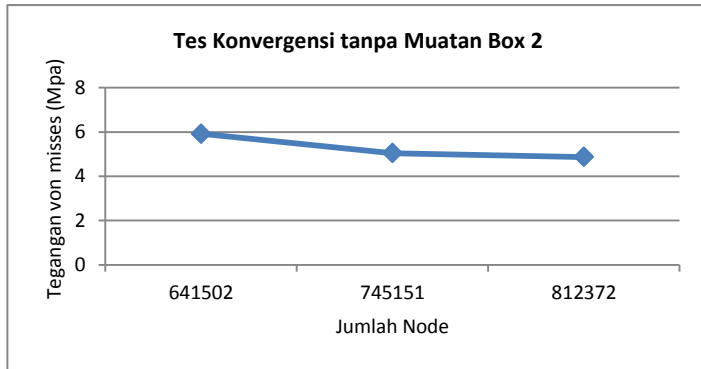
Deformasi maksimum yang terjadi sebesar 0,8243 mm. Lokasinya berada pada bagian tengah atap *box*. Kondisi ini sama seperti pada *box* pertama akibat tidak ada kerangka yang menahan bagian tengah secara langsung. Gambar yang tampak di gambar 4.34 dan 4.35 mendapatkan perbesaran skala 200 kali dari sebenarnya pada area tegangan *von mises* dan deformasinya.



Gambar 4. 35 Deformasi total pada pengereman *box* kedua tanpa muatan skala 200 kali pada *box body* utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

Tabel 4. 6 Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada *box* kedua

No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	641502	225923	5,9201	0,8243	0
2	745151	278024	5,0458	0,82443	17,3272821
3	812372	312015	4,8683	0,82465	3,646036604



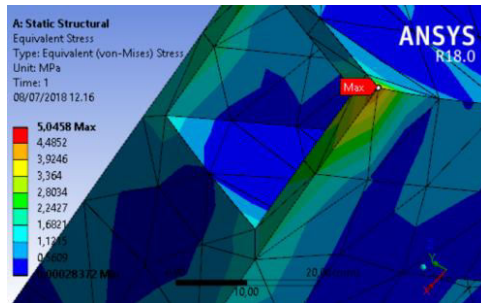
Gambar 4. 36 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von misses* dengan jumlah node saat *box* kedua tanpa muatan mengalami pengereman

Pada gambar 4.36. terlihat grafiknya terus menurun seiring bertambahnya jumlah node. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasilnya seperti pada gambar 4.34. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak dua kali percobaan didapatkan persentase *delta error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 17,33%. Delta persentase antara percobaan kedua dengan pertama sebesar 3,65%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%, sehingga tidak dilakukan uji coba lagi. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan tanpa muatan yang diambil adalah pada simulasi awal, yaitu tegangan *von misses* sebesar 5,0458 Mpa dengan deformasi maksimum 0,82443 mm.

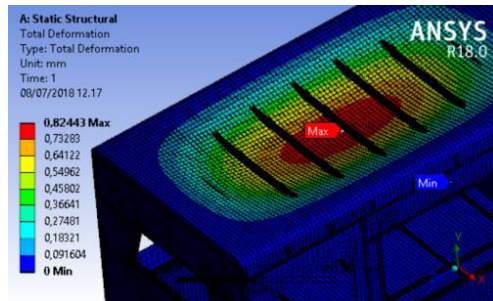
Berdasarkan hasil analisis tes konvergensi pada gambar 4.37 dan 4.38 terlihat bahwa lokasi tegangan *von misses* dan deformasi maksimum tidak berubah. Pada kondisi tanpa muatan, *safety factor* pada desain *box* kedua didapatkan sebagai berikut,

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{240}{5,0458} = 47,56$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh termasuk terlalu aman bahkan melebihi standar produksi manufaktur pada umumnya, yaitu 2 hingga 3. Hal ini dikarenakan tidak ada beban muatan. Fungsi analisis ini hanya untuk mengetahui bagian mana dari *box* yang mengalami tegangan *von misses* maksimum jika tidak ada muatan dalam *box*.



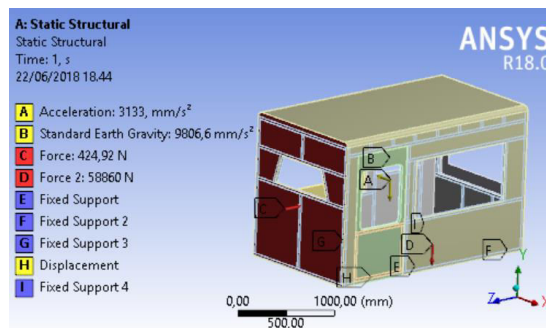
Gambar 4. 37 Hasil tegangan *von misses* pada *refinement* tes konvergensi terpilih



Gambar 4. 38 Hasil tegangan *von misses* pada *refinement* tes konvergensi terpilih

#### 4.2.2. Analisis Beban Belok

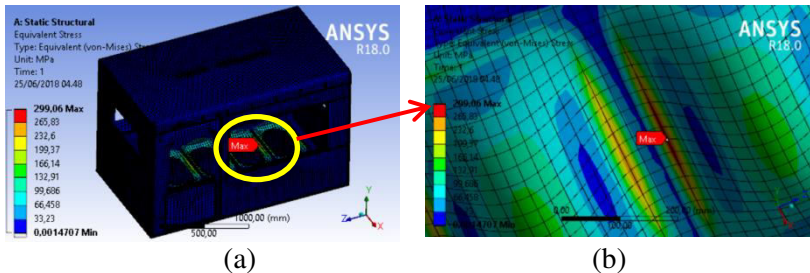
Hasil tegangan *von mises* dan deformasi maksimum akan diperoleh melalui *solution control tool* pada ANSYS. Pembebanan yang dilakukan menggunakan beban muatan penuh sebesar 58860 N pada kondisi belok dengan percepatan sentrifugal sebesar 3,133 m/s. Gambar 4.39. menunjukkan distribusi pembebanan belok pada *box body* mobil multiguna pedesaan desain pertama.



Gambar 4. 39 *Solution control* di ANSYS

##### 4.2.2.1. Hasil Analisis Tegangan Von Misses Box Kedua

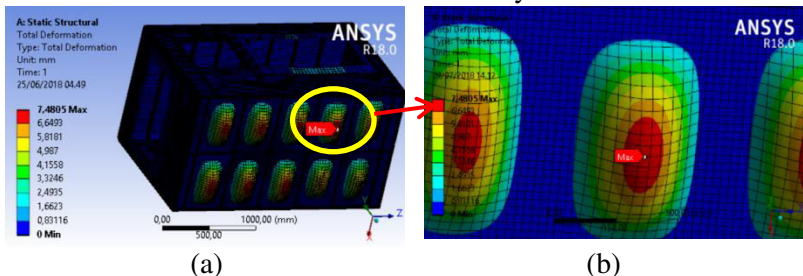
Gambar 4.40. merupakan gambaran detail mengenai bagian *box* yang mengalami tegangan *von mises* maksimum. Hasil simulasi menunjukkan bahwa besar tegangan *von mises* sebesar 299,06 Mpa. Tegangan tersebut berada di alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut yang mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Besarnya tegangan diarea tersebut menjadi maksimum disebabkan karenan beban muatan penuh yang sangat besar sehingga tegangan terfokus pada area tersebut. Hal ini sama dengan saat kondisi pengereman.



Gambar 4. 40 Hasil analisis tegangan *von misses* saat beban belok pada *box body* utuh kedua (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).

#### 4.2.2.2. Hasil Analisis Deformasi maksimum *Box Kedua*

Gambar 4.41. menunjukkan besar deformasi maksimum yang terjadi pada saat dilakukan pembebanan pengereman. Deformasi maksimal terjadi sebesar 7,4805 mm pada alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang tidak mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Hal ini sesuai dengan besarnya beban muatan penuh yang dibebankan pada area tersebut. Pada gambar tersebut terlihat jelas cekungan yang terjadi padahal besar deformasi yang terjadi kecil. Penampakan pada gambar tersebut akibat adanya penggunaan skala sebesar 22 kali dari kondisi sebenarnya.



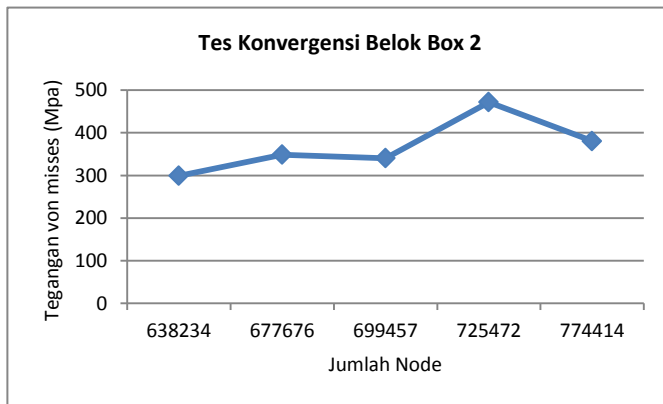
Gambar 4. 41 Deformasi maksimum belok dengan skala 22 kali pada *box body* utuh (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

#### 4.2.2.3. Hasil Analisis Tes Konvergensi *Box Kedua*

Hasil analisis yang telah dilakukan adalah hasil simulasi awal sebelum dilakukan tes konvergensi. Setelah dilakukan tes konvergensi didapatkan hasil sebagai berikut.

Tabel 4. 7 Hasil tes konvergensi pada pengujian blok *box* kedua dengan muatan.

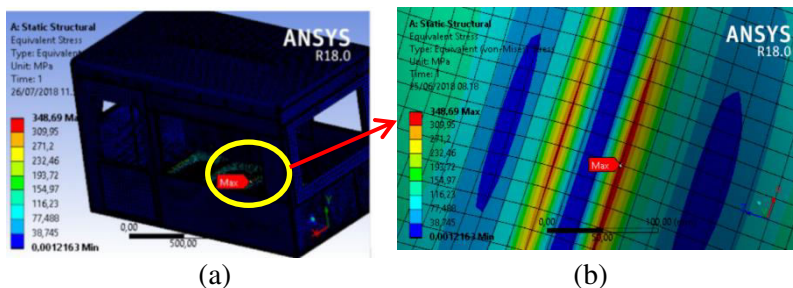
No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	638234	225386	299,06	7,4805	0
2	677676	237139	348,69	8,0357	16,59533204
3	699457	240226	340,3	7,933	2,465471643
4	725472	246293	471,93	8,1106	38,68057596
5	774414	260163	380,4	8,0176	24,0615142



Gambar 4. 42 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* kedua mengalami belok

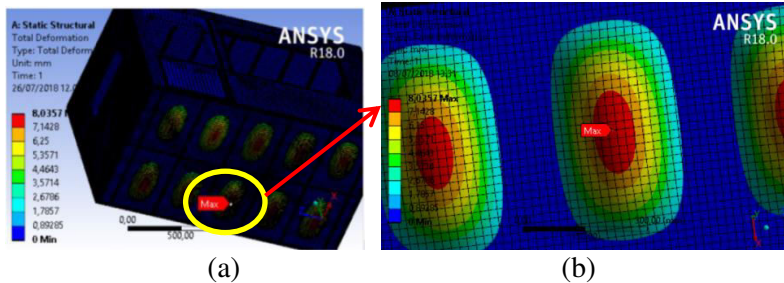


Pada gambar 4.42, terlihat grafiknya mengalami kondisi fluktuasi. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasilnya seperti pada gambar 4.40. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak empat kali percobaan didapatkan persentase delta antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 16,6%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 2,47%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi belok dengan muatan penuh yang diambil adalah pada percobaan pertama, yaitu tegangan *von misses* sebesar 348,69 Mpa dengan deformasi maksimum 8,0357 mm.



Gambar 4. 43 Hasil tegangan *von misses* pada *refinement* tes konvergensi terpilih

Berdasarkan gambar 4.43 dan 4.44 terlihat bahwa lokasi tegangan *von misses* dan deformasi maksimum masih berada di *part* yang sama. Hanya saja terjadi perpindahan posisi, yaitu untuk tegangan *von misses* berpindah sedikit ke arah sumbu z positif dan deformasi maksimum berpindah sedikit ke arah sumbu z negatif.



Gambar 4. 44 Hasil deformasi maksimum pada *refinement* tes konvergensi terpilih

#### 4.2.2.4. Hasil Analisis *Safety Factor Box* Kedua

Tegangan *von mises* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* kedua untuk kondisi beban muatan penuh. Dengan menggunakan persamaan (20) di BAB 2 diperoleh,

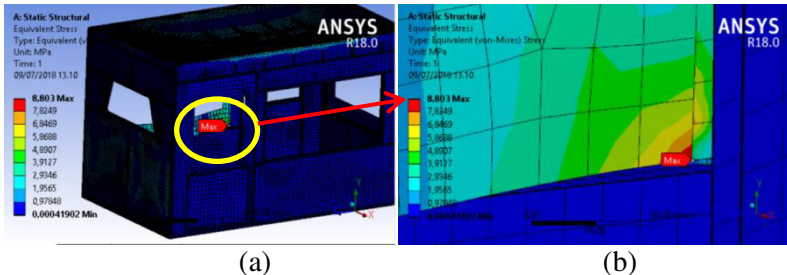
$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{348,69} = 0,633$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh sangat rendah bahkan dibawah angka 1. Hal ini dikarenakan beban muatan penuh yang sangat besar 58860 N dalam kondisi dinamis atau setara 2780 kg. Beban muatan tersebut tersebar merata keseluruhan permukaan bagian dalam *box* dan menyebabkan pengaruh dari beban lainnya tidak tampak. Oleh karena itu untuk mengetahui besar pengaruh beban lainnya dengan *boundary condition* yang sama dilakukan pengujian tanpa muatan beserta tes konvergensinya. Hal ini sama seperti yang dilakukan pada kondisi pengereman.

#### 4.2.2.5. Hasil Analisis tanpa Muatan *Box* Kedua

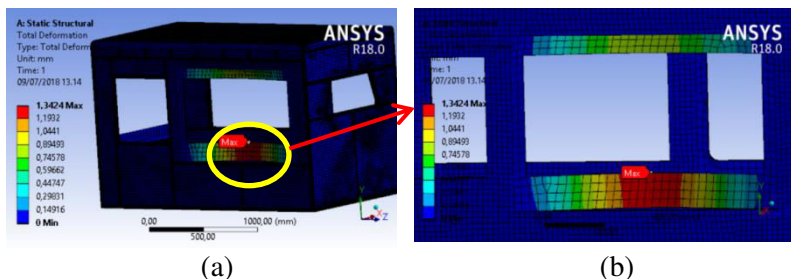
Hasil analisis tegangan *von mises* maksimum tampak pada gambar 4.45 dimana menunjukkan angka sebesar 8,803Mpa. Lokasi yang didapatkan adalah pada bagian ujung jendela samping kanan. Hal ini terjadi karena ketika mobil *box* berbelok ke kanan terjadi deformasi maksimum di area tengah pada jendela tersebut, sehingga terjadi tegangan di sisi sudut atau ujung jendela bagian bawah. Pada permodelan ini jendela tidak memiliki

kerangka penyangga dan hanya merupakan lembaran plat dengan material *mild steel* setebal 2 mm. Akibatnya ketika berbelok bagian ini lebih rentan daripada area lainnya. Meskipun begitu, tegangan yang dihasilkan kecil sehingga tidak membahayakan.



Gambar 4. 45 Tegangan *von misses* pada belok *box body* utuh kedua tanpa muatan (a), tampilan detail tegangan *von misses* (b).

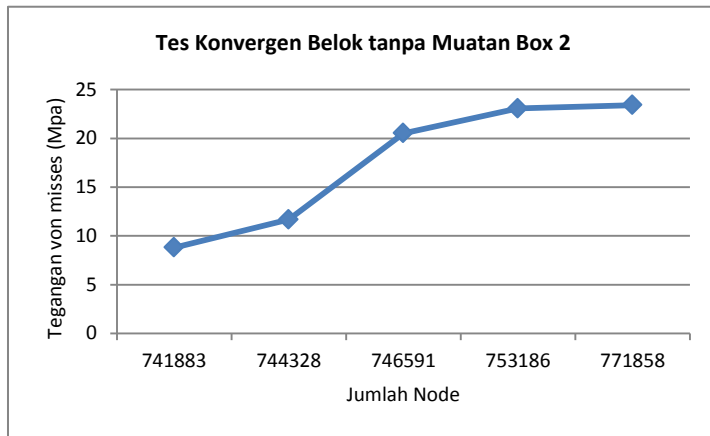
Deformasi maksimum yang terjadi sebesar 1,3424 mm. Lokasinya berada pada jendela sebelah kanan *box*. Hal ini terjadi karena ketika berbelok ke arah kanan, jendela sebelah kanan mengalami gaya dorong sentrifugal yang besar sebagai reaksi dari gaya sentripetal. Gambar yang tampak di gambar 4.45 dan 4.46 mendapatkan perbesaran skala 120 kali dari sebenarnya pada area tegangan *von misses* dan deformasinya.



Gambar 4. 46 Deformasi total pada belok *box body* utuh kedua tanpa muatan dengan 120 kali (a), tampilan detail deformasi maksimum (b).

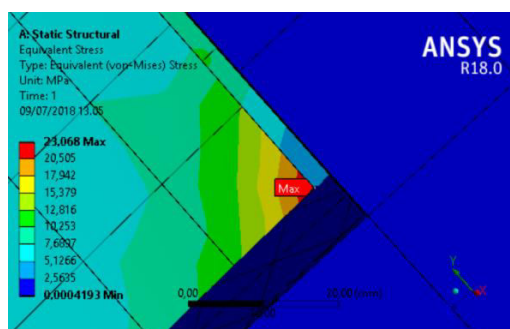
Tabel 4. 8 Hasil tes konvergensi beban pengereman tanpa muatan pada *box* kedua.

No.	Node	Element	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	741883	277487	8,803	1,3424	0
2	744328	278170	11,672	1,364	32,5911621
3	746591	277212	20,515	1,4852	75,76250857
4	753186	278156	23,068	1,4951	14,11650012
5	771858	281283	23,411	1,5024	1,486908271



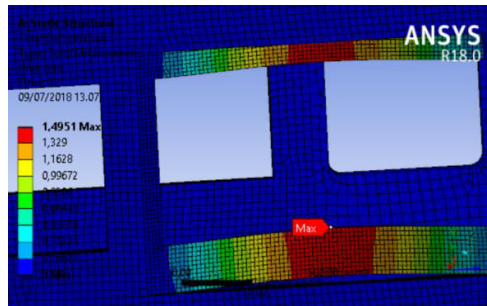
Gambar 4. 47 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* kedua tanpa muatan mengalami belok

Pada gambar 4.47. terlihat grafiknya mengalami kenaikan seiring penambahan jumlah node. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasil tegangannya seperti pada gambar 4.45. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak empat kali percobaan didapatkan persentase delta *error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 32,6%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 75,8%. Pada percobaan kedua dan ketiga sebesar 14,1%. Pada percobaan ketiga dan keempat sebesar 1,5%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan tanpa muatan yang diambil adalah pada percobaan kedua, yaitu tegangan *von misses* sebesar 23,068 Mpa dengan deformasi maksimum 1,4951 mm.



Gambar 4. 48 Hasil tegangan *von misses* pada *refinement* tes konvergensi terpilih

Berdasarkan gambar 4.48 dan 4.49 dari tes konvergensi diperoleh hasil tegangan *von misses* dan deformasi maksimum di lokasi yang sama hanya besarnya saja yang berubah. Besarnya meningkat seiring terjadinya *refinement*.



Gambar 4. 49 Hasil deformasi maksimum pada *refinement* tes konvergensi terpilih

Tegangan *von misses* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* pertama untuk kondisi beban muatan penuh. Pada kondisi tanpa muatan, *safety factor* pada desain *box* pertama didapatkan sebagai berikut,

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{23,068} = 9,56$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh termasuk aman bahkan jauh melebihi standar produksi manufaktur pada umumnya, yaitu 2 hingga 3. Hal ini dikarenakan tidak ada beban muatan. Fungsi analisis ini untuk mengetahui bagian mana dari *box* yang mengalami tegangan *von misses* maksimum jika tidak ada muatan dalam *box*.

#### 4.3. Perbandingan Hasil Analisis Box Pertama dan Kedua

Analisis pada *box* pertama dan kedua menggunakan dimensi yang sama. Susunan material pada bagian *box* luar adalah satu-satunya variabel yang membedakan kedua *box* tersebut. Material bagian *box* luar untuk *box* pertama menggunakan *mild steel*, sedangkan bagian luar *box* kedua menggunakan material *fiber glass*.

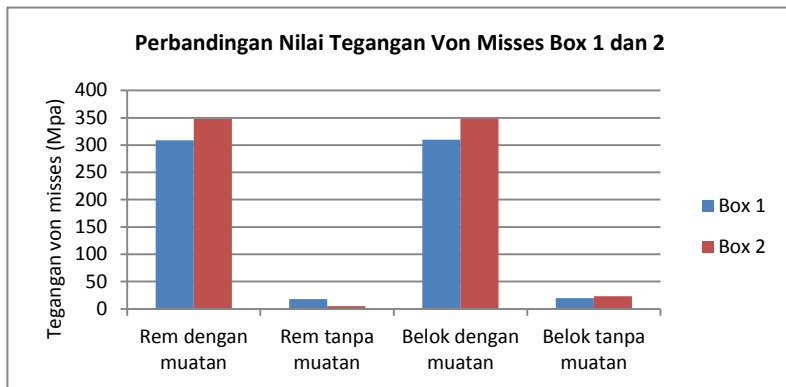
##### 4.3.1. Perbandingan Hasil Analisis Tegangan Von Misses

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan pada kedua *box* ketika mengalami kondisi pengereman dan belok didapatkan

tegangan *von misses* maksimum seperti yang dirangkum dalam tabel berikut ini.

Tabel 4. 9 Perbandingan hasil analisis tegangan *von misses* pada kondisi pengereman dan belok untuk *box* pertama dan kedua

Kondisi	Box Pertama (Mpa)		Box Kedua (Mpa)	
	Dengan muatan	Tanpa muatan	Dengan muatan	Tanpa muatan
Pengereman	308,76	18,279	348,19	5,0458
Belok	310,09	20,013	348,69	23,068



Gambar 4. 50 Grafik perbandingan nilai tegangan *von misses* *box* pertama dan kedua

Berdasarkan data hasil yang terdapat pada tabel 4.9 dan grafik pada gambar 4.50. menunjukkan bahwa nilai tegangan *von misses* pada kondisi pengereman dengan muatan penuh di *box* kedua lebih besar dibandingkan *box* pertama. Hal ini juga berlaku

pada kondisi belok dengan muatan penuh. Sedangkan pada kondisi tanpa muatan, nilai tegangan *von misses* *box* pertama lebih besar saat mengalami pengereman namun lebih rendah saat mengalami belok dibandingkan dengan *box* kedua.

Nilai tegangan *von misses* pada *box* kedua dengan muatan penuh baik saat mengalami pengereman dan belok lebih besar dibandingkan dengan *box* pertama disebabkan oleh perbedaan material yang digunakan. Area yang mengalami tegangan *von misses* pada keempat analisis tersebut berada di area yang sama, yaitu area alas *box* bagian dalam. Meskipun area ini memiliki material yang sama untuk kedua *box*, namun karena bagian luar *box* kedua menggunakan *fiber glass* sehingga ketika beban muatan yang diberikan sangat besar maka sisi luar *box* tersebut tidak mampu membantu dalam menyerap beban sepenuhnya. Material ini sangat ringan. Sehingga bagian dalam *box* dengan material *mild steel* bekerja lebih ekstra untuk menerima beban muatan dan menyebabkan tegangan *von misses* yang besar muncul.

Penjelasan yang dijelaskan diatas rupanya tidak berlaku pada saat *box* tanpa muatan mengalami pengereman. Tegangan *von misses* pada *box* pertama lebih besar dibandingkan *box* kedua dengan lokasi keduanya berada pada area atap *box*. Hal ini terjadi karena tanpa muatan maka material *fiber glass* pada atap *box* dapat menahan beban lebih baik dibandingkan *mild steel* pada *box* pertama.

Pada kondisi belok tanpa muatan *box* kedua mengalami tegangan lebih besar dibandingkan *box* pertama. Dengan melihat lokasi tegangan pada kedua *box* yang berbeda satu sama lain, dapat dikatakan bahwa pengaruh beban belok berbeda pada kedua material *box*. Tegangan pada *box* kedua besar karena deformasi dan geometri jendela samping. Ketika berbelok tanpa muatan, sama seperti pengereman tanpa muatan, material *fiber glass* mampu menahan beban yang diterima lebih baik daripada *mild steel* sehingga tegangan terjadi pada jendela bagian kanan dengan material *mild steel* dan memiliki geometri tipis.

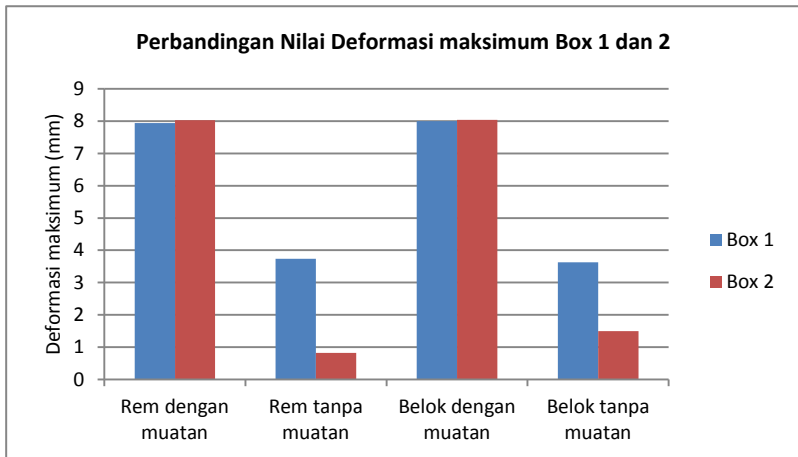


#### 4.3.2. Perbandingan Hasil Analisis Deformasi maksimum

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan pada kedua *box* ketika mengalami kondisi pengereman dan belok didapatkan deformasi maksimum seperti yang dirangkum dalam tabel berikut ini.

Tabel 4. 10 Perbandingan hasil analisis tegangan *von misses* pada kondisi pengereman dan belok untuk *box* pertama dan kedua

Kondisi	Box Pertama (mm)		Box Kedua (mm)	
	Dengan muatan	Tanpa muatan	Dengan muatan	Tanpa muatan
Pengereman	7,9386	3,7364	8,0263	0,82443
Belok	7,9959	3,6311	8,0357	1,4951



Gambar 4. 51 Grafik perbandingan nilai deformasi maksimum *box* pertama dan kedua

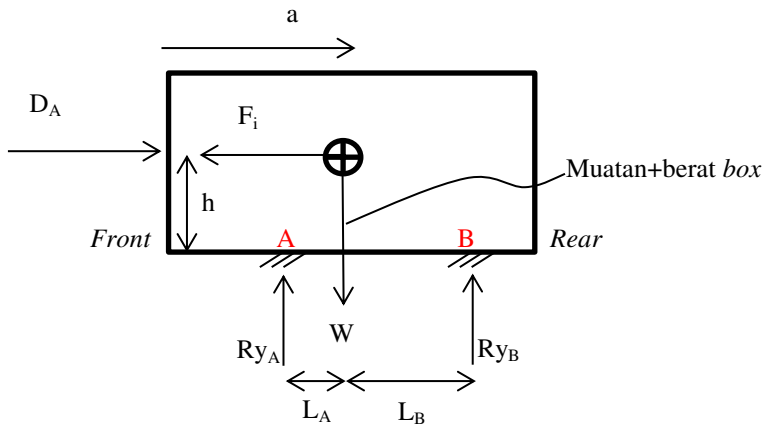
Berdasarkan grafik pada gambar di atas terlihat bahwa saat kedua *box* dengan muatan mengalami pengereman dan belok,

besarnya deformasi maksimum maksimum *box* kedua lebih besar dibandingkan dengan *box* pertama. Besarnya nilai tersebut dikarenakan tegangan *von mises* maksimum yang dialami oleh *box* kedua dengan muatan lebih besar. Sehingga pada kasus ini nilai kedua solusi tersebut sebanding.

Hasil yang didapatkan di atas berkebalikan dengan yang terjadi ketika kedua *box* tidak memiliki muatan. Pada saat kedua *box* dengan tanpa muatan mengalami pengereman dan belok, deformasi maksimum maksimum *box* pertama lebih besar dibandingkan *box* kedua. Hasil ini dapat terjadi karena tanpa adanya muatan, maka pengaruh beban lain terlihat dan dengan hasil ini diketahui bahwa penggunaan material *fiber glass* mampu mencegah deformasi yang besar terjadi.

#### 4.4. Verifikasi Hasil Simulasi

Verifikasi yang akan digunakan untuk membuktikan kebenaran hasil dari simulasi adalah salah satunya dengan membandingkannya dengan perhitungan manual. Nilai yang akan dibandingkan adalah nilai gaya reaksi dari simulasi dengan perhitungan manual. Metode ini telah dibuktikan sebelumnya pada bab III dengan contoh di lampiran. Untuk simulasi kali ini terdapat batasan dimana simulasi yang digunakan adalah pada *box* pertama saat *box* mengalami pengereman dengan muatan namun hanya dengan *boundary condition* berupa *fixed support*. Hal ini guna mempermudah perhitungan secara manual. Selain itu pada perhitungan manual menggunakan sisi penggambaran *free body diagram* dari sisi kiri *box*, sehingga untuk dua *fixed support* yang berada di posisi sejajar searah sumbu X pada ANSYS dianggap sebagai satu titik A atau B.



Gambar 4. 52 *Free Body Diagram box* untuk verifikasi dengan perhitungan manual

Berikut dibawah ini adalah perhitungan secara manual dan perbandingan dengan nilai hasil simulasi :

❖ Diketahui :

$$a = -1,925 \text{ m/s}^2$$

$$L_B = 1,026 \text{ m}$$

$$L_A = 0,064 \text{ m}$$

$$h = 0,687 \text{ m}$$

$$W = 58860 \text{ N} + (689,138 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2) = 65613 \text{ N}$$

$$F_d = 424,92 \text{ N}$$

$$F_i = 689,138 \text{ kg} \cdot 1,925 \text{ m/s}^2 = 1326,6 \text{ N}$$

❖ Momen di titik A :

$$\sum M_A = 0$$

$$0 = -F_i \cdot h + W \cdot L_a - R_B (L_A + L_B) + F_d \cdot h$$

$$R_B = (-F_i \cdot h + W \cdot L_a + F_d \cdot h) / (L_A + L_B)$$

$$R_B = (-m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot L_a + F_d \cdot h) / (L_A + L_B)$$

$$R_B = -(1326,6 \cdot 0,687) + (65613,55 \cdot 0,064) + (424,92 \cdot 0,687) / (0,064 + 1,026)$$

$$R_B = 3284,23 \text{ N}$$

❖ Momen di titik B

$$\curvearrowright \Sigma M_B = 0$$

$$0 = -F_i \cdot L_B - W \cdot L_b + F_d \cdot h + R_A (L_A + L_B)$$

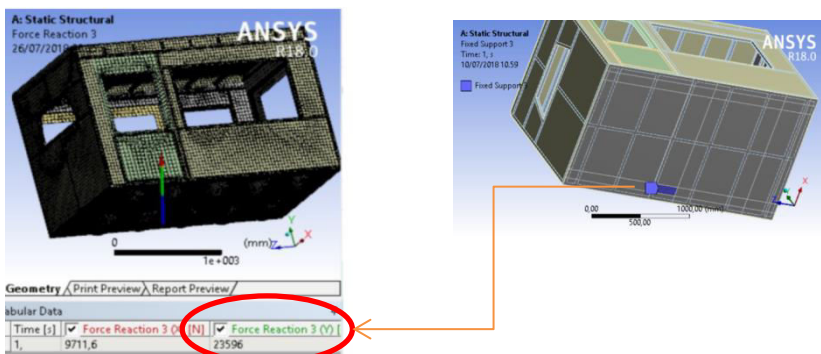
$$R_A = (W \cdot L_b + F_i \cdot L_B - F_d \cdot h) / (L_A + L_B)$$

$$R_A = (m \cdot g \cdot L_b - m \cdot a \cdot L_B - F_d \cdot h) / (L_A + L_B)$$

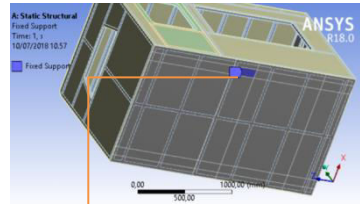
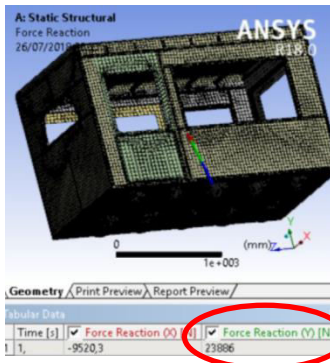
$$R_A = (65613,55 \cdot 1,026) + (689,138 \cdot 1,925) \cdot 1,026 - (424,92 \cdot 0,687)$$

$$R_A = 62741,9 \text{ N}$$

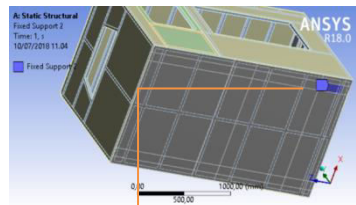
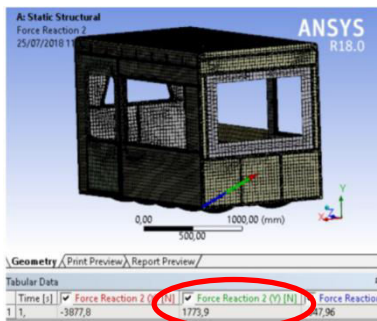
Nilai hasil gaya reaksi dari perhitungan manual dibandingkan dengan hasil gaya reaksi dari *software* ANSYS. Berikut dibawah ini adalah hasil analisis simulasi dari *software* ANSYS.



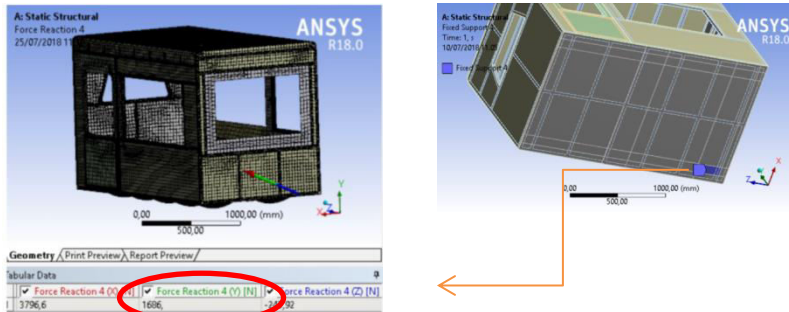
Gambar 4. 53 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai di titik A



Gambar 4. 54 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai lainnya di titik A



Gambar 4. 55 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai di titik B



Gambar 4. 56 Hasil gaya reaksi di ANSYS pada salah satu nilai lainnya di titik B

Berdasarkan nilai pada gambar 4.52 dan 4.53 yang merupakan gaya reaksi pada *fixed support* di titik A pada sumbu Y ada dua nilai, yaitu 23886 N dan 23596 N. Kedua nilai ini jika dijumlahkan menjadi 47482 N. Hasil ini jika dibandingkan dengan nilai hasil perhitungan manual, 62741,9 N, akan memiliki delta perbedaan *error* sebesar 32,14 %. Sedangkan untuk hasil pada gambar 4.55 dan 4.56 yang merupakan gaya reaksi pada *fixed support* di titik A terhadap sumbu Y ada dua nilai, yaitu 1686 N dan 1773,9 N. Kedua nilai ini jika dijumlahkan menjadi 3459,9 N. Hasil ini jika dibandingkan dengan nilai hasil perhitungan manual, 3284,23 N, akan memiliki delta perbedaan *error* sebesar 5,35%. Karena nilai *error* dari kedua titik kurang dari 50%, maka dapat dikatakan hasil ini masih dapat digunakan. Berikut dibawah ini adalah tabel yang memperlihatkan secara jelas besar nilai perbandingan tersebut.

Tabel 4. 11 Perbandingan nilai hasil perhitungan manual dengan ANSYS

	Manual	ANSYS	Delta persentase <i>error</i> (%)
Titik A	62741,9	47482	32,14
Titik B	3284,23	3459,9	5,35

#### 4.5. *Re-design Box Ketiga*

Hasil analisis yang telah dilakukan pada dua desain sebelumnya, yaitu *box* pertama dan kedua mendapatkan hasil yang masih tidak aman jika dihadapkan dengan kondisi muatan penuh saat berbelok dan pengereman. Oleh karena itu dilakukan *re-design box* ketiga dengan mengacu pada kondisi yang memiliki tegangan *von misses* terbesar, yaitu saat mobil kedua mengalami kondisi belok.

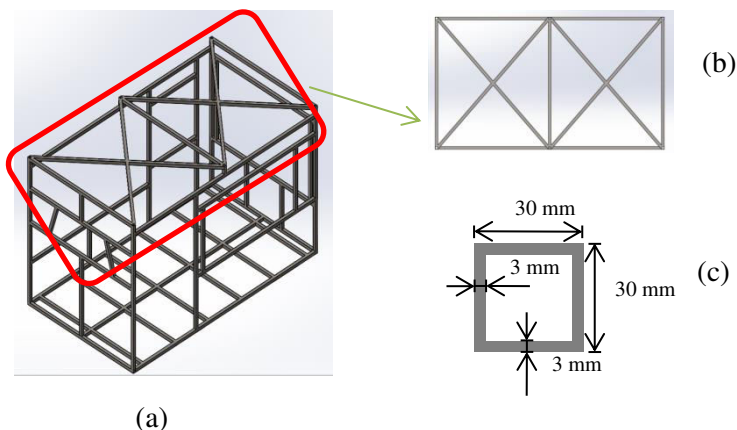
Terlihat dari hasil analisis saat kondisi belok pada *box* kedua memperlihatkan area yang mengalami tegangan *von misses* terbesar, yaitu bagian alas *box*. Hal ini dikarenakan muatan penuh yang menjadi beban input sangat besar. Sehingga pada desain ketiga ini akan dilakukan pengubahan dimensi pada bagian alas menjadi lebih tebal agar lebih kuat menahan beban muatan yang terjadi. Akibat penambahan ketebalan tersebut menyebabkan massa *box* menjadi lebih berat sehingga diperlukan penurunan massa pada beberapa bagian.

Pada hipotesis yang telah dilakukan sebelumnya di BAB III menyatakan bahwa bagian yang memiliki persentase massa besar daripada bagian lainnya adalah kerangka dan bagian dalam *box*. Oleh karena itu, bagian yang akan dilakukan modifikasi adalah bagian tersebut. Sedangkan bagian lainnya tidak mengalami perubahan.

#### 4.5.1. Model *Re-design Box Ketiga*

##### 4.5.1.1. Model *Re-design Kerangka Box*

Untuk mengurangi massa kerangka dilakukan pengurangan volume dengan mengubah bentuk desain kerangka bagian atas menjadi segitiga seperti tampak pada gambar 4.57. Pemilihan bagian atas dikarenakan bagian kerangka lainnya digunakan untuk menyangga bagian lainnya sehingga tidak dapat dilakukan pengurangan volume untuk menurunkan massa sehingga hanya bagian atas yang tidak menopang bagian apapun dilakukan modifikasi. Perubahan bentuk tersebut juga berdasarkan sumber kajian pustaka sebelumnya di BAB II yang menyatakan bahwa bentuk segitiga adalah bentuk yang paling kokoh dari bentuk lainnya. Pada bentuk segitiga, perubahan tempat akibat adanya gaya luar lebih kecil daripada bentuk lain. Hal ini terbukti pada perbandingan hasil antara bentuk kerangka lama dengan bentuk kerangka baru yang akan dijelaskan di sub bab 4.5.2.3. Bentuk penampang kerangka tetap sama seperti sebelumnya, yaitu *box hollow*. Material yang digunakan juga sama, yaitu ASTM A36 Steel.

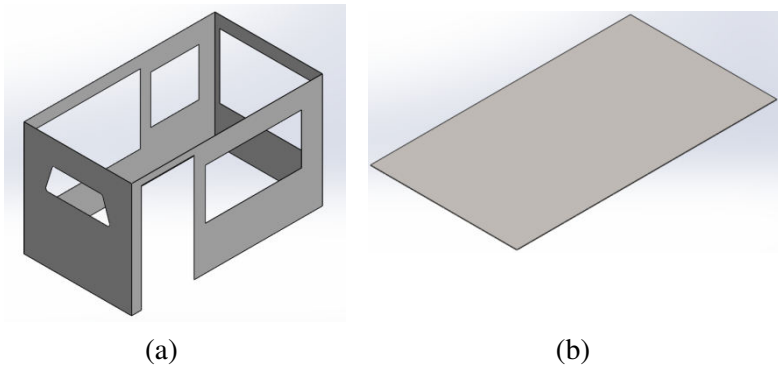


Gambar 4. 57 Model *re-design* kerangka *box* (a), kerangka bagian atas (b), dan penampang kerangka (c)

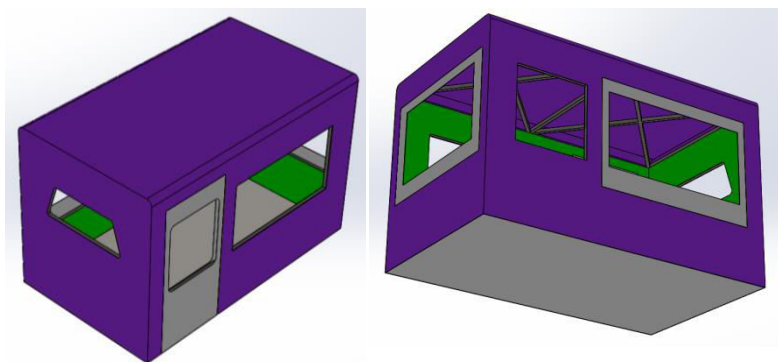


#### 4.5.1.2. Model *Re-design* Bagian Dalam Box

Pengurangan massa pada bagian dalam *box* adalah dengan mengganti materialnya dari *mild steel* menjadi *fiber glass*. Penggantian tersebut hanya berlaku untuk area sisi kanan, kiri, depan dan belakang. Sedangkan bagian bawah tetap menggunakan material *mild steel* dengan tebal 4 mm. Hal ini guna menahan beban muatan penuh sebesar 58860 N.

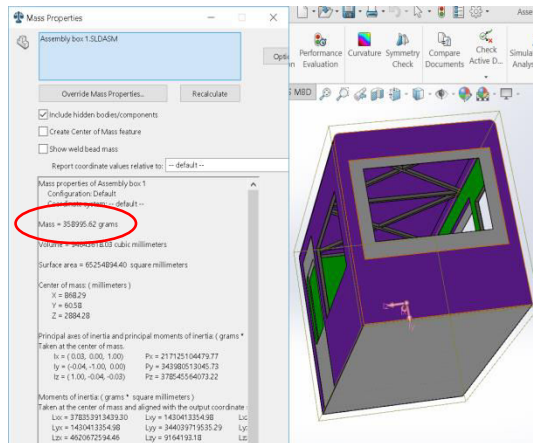


Gambar 4. 58 Model *re-design* bagian dalam *box* area depan, belakang, kanan dan kiri dengan material *fiber glass* (a) dan bagian bawah dengan material *mild steel* (b)



Gambar 4. 59 *Assembly* hasil *re-design* *box* ketiga

Hasil desain *modelling* harus diuji massa terbarunya untuk memastikan apakah massa yang sekarang sudah lebih ringan dari sebelumnya. Dengan menggunakan *mass properties tool* di *software* SOLIDWORK di dapatkan besar massa total *box*, yaitu 358,99562 Kg. Massa ini lebih ringan daripada desain sebelumnya. Hal ini dikarekan material *fiber glass* yang digunakan memiliki massa jenis ringan sehingga dapat menyeimbangi penambahan ketebalan alas bagian dalam *box* dari 2 mm menjadi 4 mm. Massa kerangka yang baru adalah 157,91476 Kg dari yang sebelumnya 162,55772 Kg.



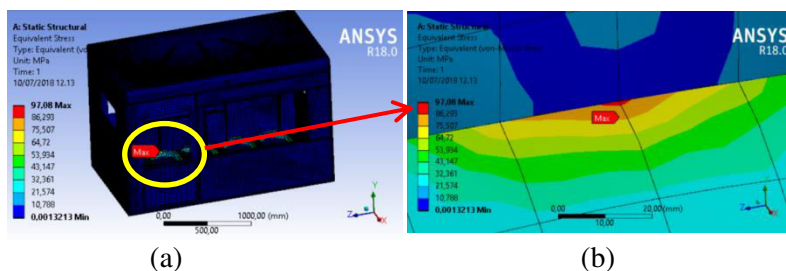
Gambar 4. 60 *Mass properties tool* dari SOLIDWORK yang menunjukkan massa dari assembly hasil *re-design box*

#### 4.5.2. Analisis Pembebanan dengan Belok

Hasil analisis pada desain *box* pertama dan kedua menunjukkan bahwa kondisi belok dengan muatan pada *box* kedua adalah yang memiliki tegangan *von misses* terbesar. Sehingga kondisi ini menjadi sumber referensi untuk melakukan *re-design* dan analisis simulasi di *software* ANSYS Workbench. Tahap-tahap dalam melakukan analisis sama dengan tahapan yang telah dilakukan pada *box* pertama dan kedua seperti yang dijelaskan di bab III.

#### 4.5.2.1. Hasil Analisis Tegangan Von Misses Box Ketiga Hasil Re-design

Gambar 4.61. merupakan gambaran detail mengenai bagian *box* yang mengalami tegangan *von misses* maksimum. Tegangan tersebut berada di alas bawah *box* bagian dalam dan alas atas, namun hanya di salah satu ujung sisi dari alas saja, yaitu sebelah kanan *box*. Bagian tersebut yang berada di sebelah kanan karena *box* berbelok ke arah kanan. Hasil simulasi menunjukkan bahwa besar tegangan *von misses* sebesar 97,08 Mpa. Besarnya tegangan diarea tersebut menjadi maksimum disebabkan karena beban muatan penuh yang besar sehingga tegangan terfokus pada area tersebut. Namun meskipun begitu hasil ini tidak sebesar hasil pada *box* pertama dan kedua.

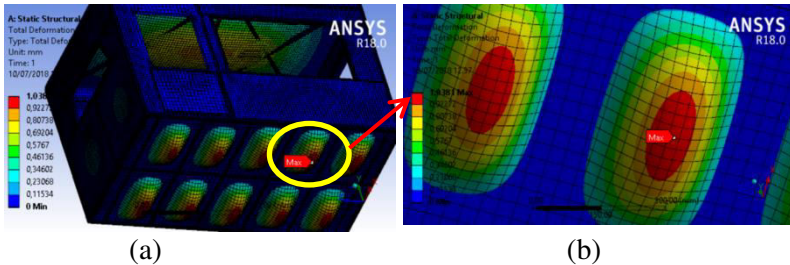


Gambar 4. 61 Hasil tegangan *von misses*

#### 4.5.2.2. Hasil Analisis Tegangan Von Misses Box Ketiga Hasil Re-design

Gambar 4.62. menunjukkan besar deformasi maksimum yang terjadi pada saat dilakukan pembebanan pengereman. Deformasi maksimum terjadi sebesar 1,0381 mm pada alas bawah *box* bagian dalam dimana bagian tersebut adalah bagian yang tidak mengalami kontak langsung dengan kerangka dibawahnya. Hal ini sesuai dengan besarnya beban muatan penuh yang dibebankan pada area tersebut. Nilai deformasi yang terjadi hanya 1,0381 mm tetapi pada gambar 4.62 tampak cekungan yang besar

dikarenakan adanya penggunaan skala deformasi sebesar 160 kali dari kondisi sesungguhnya.



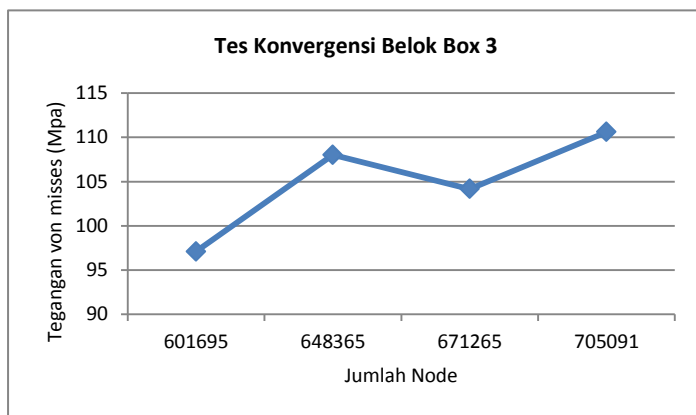
Gambar 4. 62 Hasil deformasi maksimum dengan skala 160 kali

#### 4.5.2.3. Hasil Analisis Tes Konvergensi *Box* Ketiga Hasil *Re-deisgn*

Hasil analisis yang telah dilakukan adalah hasil simulasi awal sebelum dilakukan tes konvergensi. Setelah dilakukan tes konvergensi didapatkan hasil sebagai berikut.

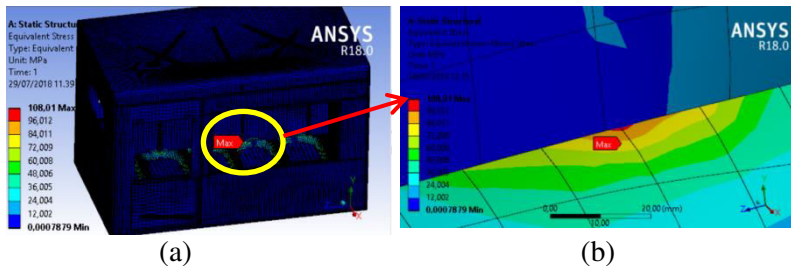
Tabel 4. 12 Hasil Analisis Tes Konvergensi *Box* Ketiga Hasil *Re-deisgn*

No.	Node	Elemen	Tegangan (Mpa)	Deformasi (mm)	Delta persentase error (%)
1	601695	215433	97,08	1,0381	0
2	648365	222043	108,01	1,0892	11,25875567
3	671265	225293	104,16	1,092	3,696236559
4	705091	230298	110,61	1,1012	6,192396313

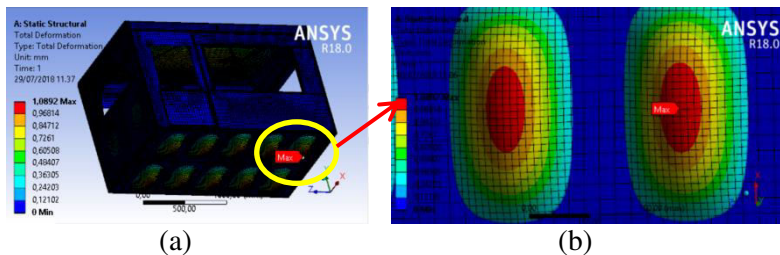


Gambar 4. 63 Grafik hasil tes konvergensi perbandingan tegangan *von mises* dengan jumlah node saat *box* ketiga berbelok

Pada gambar 4.63 terlihat grafiknya mengalami kenaikan seiring penambahan jumlah node kecuali di percobaan kedua yang mengalami penurunan. Pada kondisi normal sebelum dilakukan *refinement* hasil tegangannya seperti pada gambar 4.61. Setelah dilakukan *refinement* sebanyak tiga kali percobaan didapatkan persentase delta *error* antara percobaan *refinement* pertama dengan kondisi awal sebesar 11,26%. Pada percobaan pertama dan kedua sebesar 3,7%. Nilai ini sudah dapat dikatakan konvergen karena kurang dari 5%. Maka dari data ini, hasil simulasi pengereman dengan tanpa muatan yang diambil adalah pada percobaan kedua, yaitu tegangan *von mises* sebesar 108,01 Mpa dengan deformasi maksimum 1,0892 mm.



Gambar 4. 64 Hasil tegangan *von misses* dari tes konvergensi terpilih



Gambar 4. 65 Hasil tegangan *von misses* dari tes konvergensi terpilih

Berdasarkan gambar 4.64 dan 4.65 terlihat bahwa lokasi tegangan *von misses* dan deformasi maksimum masih berada di *part* yang sama. Hanya saja terjadi perpindahan posisi, yaitu untuk tegangan *von misses* berpindah sedikit ke arah sumbu *z* negatif dan deformasi maksimum berpindah sedikit ke arah sumbu *z* negatif.

#### 4.5.2.4. Hasil Analisis *Safety Factor Box* Ketiga Hasil *Re-deisgn*

Tegangan *von misses* atau tegangan kerja maksimum yang didapatkan dari simulasi dapat digunakan untuk menghitung *safety factor* pada desain *box* ketiga untuk kondisi beban muatan penuh. Dengan menggunakan persamaan (20) di BAB 2 diperoleh,

$$SF = \frac{S_{yt}}{S_w} = \frac{220,594}{108,01} = 2,04$$

Nilai *safety factor* yang diperoleh sudah lebih baik daripada *safety factor* pada desain sebelumnya. Bahkan nilai ini berada di kisaran nilai *safety factor* yang biasanya digunakan di industri, yaitu sebesar 2 hingga 3. Oleh karena itu dapat dikatakan desain ketiga ini sudah aman dan baik.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1. Kesimpulan**

Berdasarkan hasil dan pembahasan yang telah dilakukan pada bab IV, dapat diambil beberapa kesimpulan yang dapat menjawab tujuan dari penelitian analisis ini, yaitu sebagai berikut :

1. Hasil perbandingan nilai tegangan *von mises* dan deformasi maksimum pada *box* pertama dan kedua adalah sebagai berikut :
  - a. Nilai tegangan *von mises* pada *box* kedua dengan muatan penuh baik saat mengalami pengereman dan belok lebih besar dibandingkan dengan *box* pertama disebabkan oleh perbedaan material yang digunakan.
  - b. Tegangan *von mises* pada *box* pertama lebih besar dibandingkan *box* kedua dengan lokasi keduanya berada pada area atap *box*. Hal ini terjadi karena tanpa muatan maka material *fiber glass* pada atap *box* dapat menahan beban lebih baik dibandingkan *mild steel* pada *box* pertama.
  - c. Pada kondisi belok tanpa muatan *box* kedua mengalami tegangan lebih besar dibandingkan *box* pertama.
  - d. Saat kedua *box* dengan muatan mengalami pengereman dan belok, besarnya deformasi maksimum maksimum *box* kedua lebih besar dibandingkan dengan *box* pertama dikarenakan tegangan *von mises* maksimum yang dialami oleh *box* kedua dengan muatan lebih besar.
  - e. Pada saat kedua *box* dengan tanpa muatan mengalami pengereman dan belok, deformasi maksimum maksimum *box* pertama lebih besar dibandingkan *box* kedua. Hasil ini dapat terjadi

karena tanpa adanya muatan, maka pengaruh beban lain terlihat dan dengan hasil ini diketahui bahwa penggunaan material *fiber glass* mampu mencegah deformasi yang besar terjadi.

2. Dilakukan *re-design* dengan melakukan modifikasi pada kerangka bagian atas, penggantian material dan perubahan dimensi pada *box* bagian dalam nilai tegangan dengan hasil analisis berupa :
  - a. Nilai *von misses* sebesar 108,01 Mpa dan deformasi maksimum sebesar 1,0892 mm pada *box* hasil *re-design* saat diberikan muatan penuh memiliki nilai lebih kecil dibandingkan *box* pertama dan kedua.
  - b. Nilai *safety factor* pada *box* hasil *re-design* adalah 2,04 dengan massa *box* sebesar 358,99562 Kg.

## 5.2. Saran

Berdasarkan hasil dan pembahasan yang telah dilakukan pada bab IV dan kesimpulan di atas, dapat diberikan beberapa saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya, yaitu sebagai berikut :

1. Sebaiknya untuk penelitian selanjutnya menggunakan jenis *meshing shell* untuk mengurangi jumlah node, namun tetap mampu mencapai kualitas *meshing* dengan persentase yang tinggi.
2. Dalam proses analisis sebaiknya digunakan perangkat keras dengan spek yang lebih baik, sehingga memudahkan proses *meshing* dan analisis.
3. Hasil simulasi ini sebaiknya dibandingkan dengan hasil eksperimen untuk menguji keakuratannya.

## DAFTAR PUSTAKA

- Adhim, M. F. (2014). *Laporan Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin : Analisis Struktural Performa Chassis Sapuanjin Speed 2013*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Ahmad, H. M. (2014). *Pengembangan Penyangga Box Mobil Pick-up Multiguna Pedesaan*. Surabaya: Insitut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Anonym. (2000, maret 4). *Summary of Element Types*. Dipetik juli 24, 2018, dari Sharcnet: [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_CH3\\_2.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans_elem/Hlp_E_CH3_2.html)
- Ardianto, R. (2018). *Laporan Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin : Efek Viscoplasticity pada Ballon Expandable Stent*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Artamanov, M. D. (1976). *Motor Vehicle "Fundamental and Design"*. Moscow: MIR Publishers.
- Association, E. A. (2013). *The Aluminium Automotive Manual*. Eropa: European Aluminium Association.
- AUTODESK. (2014, November 2). *Understanding degrees of freedom of various elements in Simulation Mechanical*. Dipetik Juli 24, 2018, dari Simulation Mechanical: <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical/learn-explore/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/Understanding-degrees-of-freedom-of-various-elements-in-Simulation-Mechanical.html>
- Autodesk.Support. (2015, may 26). *Simulation Mechanical*. Dipetik March 06, 2018, dari Autodesk Knowledge Network: <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical/learn-explore/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/How-to-Perform-a-Mesh-Convergence-Study.html>

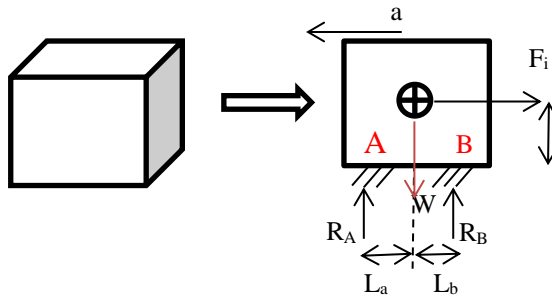
- Brown, J. C. (2002). *Motor Vehicle Structure "Concept and Fundamentals*. Inggris: Butterworth-Heinemann Avenue. Cambridge. (2004, desember 2). *Nodes, elements, degrees of freedom and boundary conditions*. Dipetik juli 24, 2018, dari DoITPoMS : <https://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/fem/node.php>
- Cook, R. D. (1976). *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. New York: John Wiley & Sons, inc.
- Dobrovolsky, V. (1976). *Machine Elements*. Moscow: Peace.
- Genta, G. (1997). *Motor Vehicle Dynamic "Modeling and Simulation"*. London: Scientific Publishing Co.
- Gillespie, T. (1992). *Fundamental of Vehicle Dynamics*. Britania Raya: Society of Automotive Engineering.
- Hakim, M. A. (2014). *Aircraft Flight Control System*. MALAYSIAN INSTITUTE OF AVIATION TECHNOLOGY : Malaysia.
- Hibbeler, R. C. (1991). *Mechanics of Materials*. Amerika Serikat: Pearson Prentice Hall.
- Howard, M. (2000). *SPACEFRAMES 'A study of an emerging body construction technology'*. Inggris: University of Bath.
- Inc., 8. (2005, January 2). *Using The Deflection Calculator*. Dipetik Februari 2, 2018, dari 80/20 Inc.: <https://www.8020.net/deflection-calculator>
- Juvinall, R. C. (1967). *Engineering Consideration of Stress, Strain, and Strength*. Amerika Serikat: Mc-Graw Hill.
- Juvinall, R. C. (2012). *Fundamental of Machine Component Design Fifth Edition*. Amerika Serikat: John Wiley and Sons, Inc.
- Katz, J. (1947). *Race Car Aerodynamic "Designing for Speed"*. Amerika Serikat: Bentley Publishers.
- Kosasih, P. (2010). *Teori dan Aplikasi Metode Elemen Hingga*. Yogyakarta: Andi.
- Livesey, W. A. (1973). *The Repair of Vehicle Body*. London: Butterworth-Heinemann.

- NACTO. (2012, January 9). *Urban Street Design Guide : National of Association of City Transportation Officials* . Dipetik March 08, 2018, dari National of Association of City Transportation Officials : <https://nacto.org/publication/urban-street-design-guide/intersection-design-elements/corner-radii/>
- Popov, E. E. (1994). *Mekanika Teknik*. California: Berkeley.
- Prasetyo, A. J. (2010). *Aplikasi Metode Elemen Hingga pada Struktur Rib Bodi Angkutan Publik*. Surakarta: Universitas Sebelas Maret.
- Radyantho, K. D. (2014). *Pengembangan Body Dan Cabin Mobil Pick Up Multiguna Pedesaan*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Rikin, A. S. (2014, December 4). *SATU : BPPT: Energi Angin Potensial Dikembangkan di Indonesia : BERITA SATU*. Dipetik Februari 6, 2018, dari BERITA SATU: <http://www.beritasatu.com/nasional/230463-bppt-energi-angin-potensial-dikembangkan-di-indonesia.html>
- Selvaraju, P. (2015). Analysis of Drag and Lift Performance in Sedan Car Model using CFD. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences*, 429-435.
- Sutantra, I. N. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Surabaya: Guna Widya.
- Sutikno. (2003). *Dinamika* . Malang: Universitas Brawijaya.
- Syah, K. (2018). *Laporan Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin : Analalisis Deformasi pada Stent Asymetric dengan Variasi Tipe Connector*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Veerapandian. (2010). *Automobile Frame Construction*. Amerika Serikat: University of Tennessee at Chattanooga.
- Wang, E., Nelson, T., & Rauch, R. (2002, April 5). *Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra*. Dipetik juli 24, 2018, dari ANSYS: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/conference-paper/2004-int-ansys-conf-9.pdf>.

Wiratama, Y. A. (2015). *Laporan Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin : Analisa Kekuatan Chassis Bus Listrik menggunakan Simulasi Berbasis Metode Elemen Hingga*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## LAMPIRAN

**Lampiran 1.** Pembuktian verifikasi *reaction force* secara perhitungan manual dengan hasil dari *software ANSYS Workbench* dengan *box* sederhana.



Gambar 1. Permodelan sederhana *box* untuk perhitungan manual  
(*sumber : dokumentasi pribadi*)

Dimana :

Jenis material	= ASTM A36 Steel
Massa material (m)	= 7850 kg
Percepatan gravitasi (g)	= $9,8 \text{ m/s}^2$
Jarak CG ke permukaan (h)	= 0,5 m
Kecepatan pada saat waktu t ( $V_t$ )	= 11,11 m/s (40 km/h)
Waktu tempuh (t)	= 10 s
Jarak tumpuan B ke CG ( $L_b$ )	= 0,25 m
Jarak tumpuan A ke CG ( $L_a$ )	= 0,25 m

A) Perhitungan manual :

- Percepatan
 

$V_t$	= $V_o + a \cdot t$
11,11	= $0 + a \cdot 10$
a	= $1,11 \text{ m/s}^2$



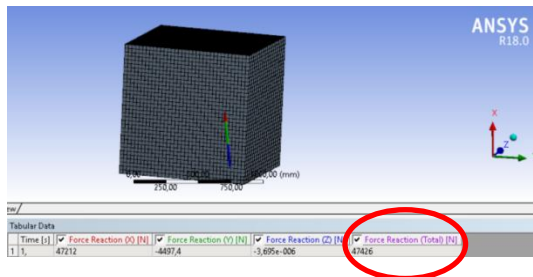
- Momen di titik A

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \Sigma M_A &= 0 \\
 + 0 &= F_i \cdot h + W \cdot L_a - F_{rB} \cdot L \\
 R_B &= (F_i \cdot h + W \cdot L_a) / L \\
 R_B &= (m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot L_a) / L \\
 R_B &= (7850 \cdot 1,11 \cdot 0,5 + 7850 \cdot 9,8 \cdot 0,25) / 0,5 \\
 R_B &= 47178,5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

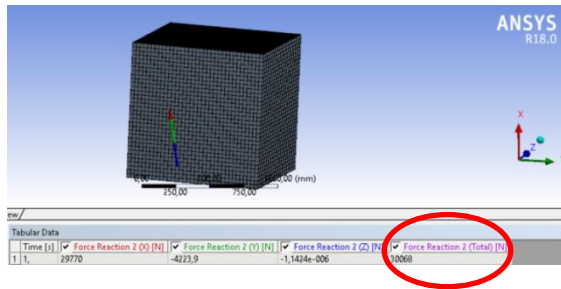
- Momen di titik B

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \Sigma M_B &= 0 \\
 + 0 &= F_i \cdot h - W \cdot L_b + F_{rA} \cdot L \\
 R_A &= (W \cdot L_b - F_i \cdot h) / L \\
 R_A &= (m \cdot g \cdot L_b - m \cdot a \cdot h) / L \\
 R_A &= (7850 \cdot 9,8 \cdot 0,25 - 7850 \cdot 1,11) / L \\
 R_A &= 29751,5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

B) Perhitungan dengan *Software ANSYS Workbench* :



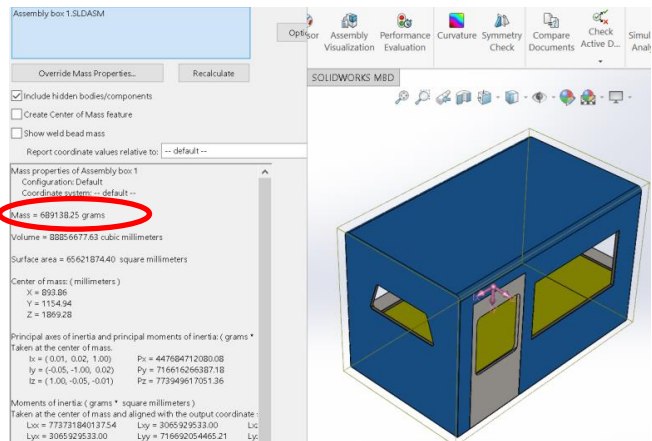
(a)



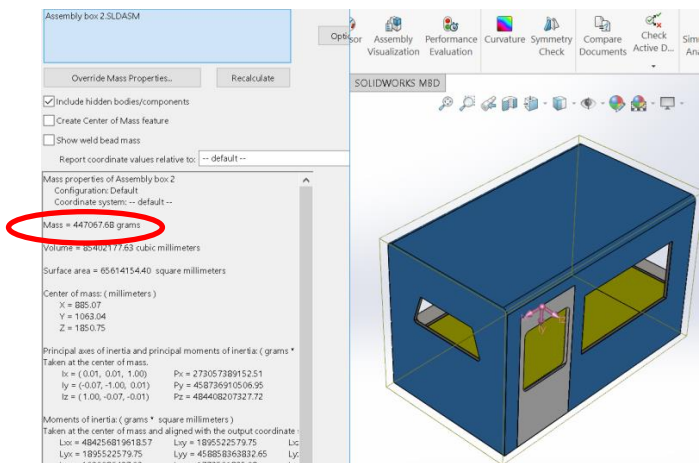
(b)

Gambar 2. Hasil analisis gaya reaksi di ANSYS (*sumber : dokumentasi pribadi*)

## Lampiran 2. Massa total *box* pertama pada 3D Model di SOLIDWORK



## Lampiran 3. Massa total *box* kedua pada 3D Model di SOLIDWORK



## BIODATA PENULIS



Maulika Gustina Jaisyah, dilahirkan di Balikpapan, 7 Agustus 1996 merupakan anak pertama dari orang tua bernama Jamaluddin dan Nur Aisah. Penulis mengawali pendidikan di SDN 031 Balikpapan (2002-2008). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Balikpapan (2008-2011). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Balikpapan (2011-2014). Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Jurusan Teknik Mesin ITS. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Divisi Event di Mesin Music Club ITS 2015/2016, menjadi Ketua Divisi Event di Mesin Music Club Mesin ITS 2016/2017, dan menjadi Staff Divisi *Reasearch and Development* di Mechanical Engineering English Community 2016/2017. Penulis juga aktif di kegiatan Pelatihan, yaitu menjadi Pemandu LKMM-Pra TD dan LKMM-TD 2015/2017 ITS. Selain itu penulis juga aktif dalam kegiatan *event* diantaranya Mechanical City, Engine Brake, dan LKMM. Selain itu penulis juga memiliki pengalaman kerja yaitu Kerja Praktek di PT. Pertamina (Persero) RU V Balikpapan pada Divisi Maintenance Area 3. Selama hidup penulis berpegang teguh pada prinsip “*Berakit-rakit ke hulu, berenang-renang ke tepian*” dan “*Jodoh adalah cerminan diri*” yang selalu menjadikan penulis selalu intropeksi diri, mawas diri dan berusaha memberikan yang terbaik pada setiap hal. Untuk informasi dan masukan tentang tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email [maulika.jaisyah@gmail.com](mailto:maulika.jaisyah@gmail.com) atau [maulika.gjaisyah@gmail.com](mailto:maulika.gjaisyah@gmail.com)